

TUGAS AKHIR - TM 184835

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN INSTALASI SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING SUDU *ADVANCING* DAN DI DEPAN SUDU *RETURNING*

“Studi Kasus untuk Jarak $Y/D = 1,37$ dan $S/D = 1,37$; dengan Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s”

DHAU FARA SHABIRA

NRP 0211184000016

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP 196001291987011001

Program Studi S-1 Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TM 184835

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN INSTALASI SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING SUDU *ADVANCING* DAN DI DEPAN SUDU *RETURNING*

“Studi Kasus untuk Jarak $Y/D = 1,37$ dan $S/D = 1,37$; dengan Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s”

DHAU FARA SHABIRA

NRP 0211184000016

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP 196001291987011001

Program Studi S-1 Teknik Mesin

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



FINAL PROJECT - TM 184835

EXPERIMENTAL STUDY ON IMPROVEMENT OF SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE BY PLACING A CYLINDER AS A BLUFF BODY BESIDE OF ADVANCING BLADE AND IN FRONT OF RETURNING BLADE TURBINE

“Case Study for $Y/D = 1.37$ and $S/D = 1.37$, with Circular Cylinder Size $d/D = 0.5$ at Wind Speed 4,5,6, and 7 m/s”

DHAU FARA SHABIRA

NRP 02111840000016

Advisor

Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP 196001291987011001

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN INSTALASI SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING SUDU *ADVANCING* DAN DI DEPAN SUDU *RETURNING*

“Studi Kasus untuk Jarak $Y/D = 1,37$ dan $S/D = 1,37$; dengan Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s”

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
memperoleh gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Teknik Mesin
Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **DHAU FARA SHABIRA**
NRP. 0211184000016

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

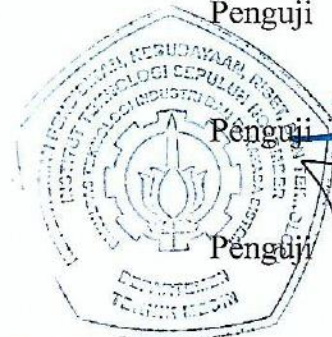
1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
3. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
4. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

Pembimbing

Penguji

Penguji

Penguji



SURABAYA
Juli, 2022

APPROVAL SHEET

EXPERIMENTAL STUDY ON IMPROVEMENT OF SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE BY PLACING A CYLINDER AS A BLUFF BODY BESIDE OF ADVANCING BLADE AND IN FRONT OF RETURNING BLADE TURBINE

“Case Study for $Y/D = 1.37$ and $S/D = 1.37$, with Circular Cylinder Size $d/D = 0.5$ at Wind Speed 4,5,6, and 7 m/s”

FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtaining a degree S.T at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **DHAU FARA SHABIRA**
NRP. 02111840000016

Approved by Final Project Examiner Team:

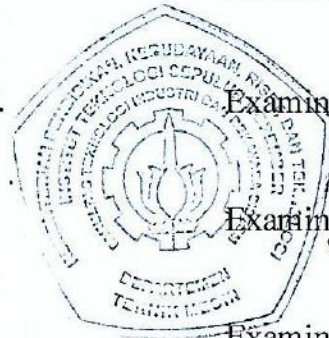
1. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
2. Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.
3. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
4. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.

Advisor

Examiner

Examiner

Examiner



(Handwritten signatures in black and blue ink)

SURABAYA
July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Dhau Fara Shabira / 02111840000016
Program studi : S-1 Teknik Mesin
Dosen Pembimbing / NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA / 196001291987011001

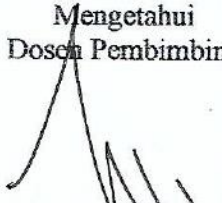
dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul
STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS
DENGAN INSTALASI SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING SUDU *ADVANCING*
DAN DI DEPAN SUDU *RETURNING*

“Studi Kasus untuk Jarak $Y/D = 1,37$ dan $S/D = 1,37$; dengan Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Kecepatan Angin 4,5;6; dan 7 m/s”

adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.


Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Mengetahui
Dosen Pembimbing


Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
NIP. 196001291987011001

Surabaya, 7 Juli 2022

Mahasiswa


Dhau Fara Shabira
NRP. 02111840000016

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below :

Name of student / NRP : Dhau Fara Shabira / 0211184000016
Study Program : S-1 Teknik Mesin
Advisor / NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA / 196001291987011001

Hereby declare that the Final Project with the title of
EXPERIMENTAL STUDY ON IMPROVEMENT OF SAVONIUS WIND TURBINE
PERFORMANCE BY PLACING A CYLINDER AS A BLUFF BODY BESIDE OF
ADVANCING BLADE AND IN FRONT OF RETURNING BLADE TURBINE
“Case Study for $Y/D = 1.37$ and $S/D = 1.37$, with Circular Cylinder Size $d/D = 0.5$ at Wind
Speed 4,5,6, and 7 m/s”

is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific
writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions
in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Acknowledged
Advisor



Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA
NIP. 196001291987011001

Surabaya, 7 July 2022

Student



Dhau Fara Shabira
NRP. 0211184000016

**STUDI EKSPERIMEN PENINGKATAN KINERJA TURBIN ANGIN SAVONIUS
DENGAN INSTALASI SILINDER PENGGANGGU DI SAMPING SUDU
ADVANCING DAN DI DEPAN SUDU RETURNING**

“Studi Kasus untuk Jarak $Y/D = 1,37$ dan $S/D = 1,37$; dengan Ukuran Silinder Sirkular $d/D = 0,5$ pada Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s”

Nama/NRP : Dhau Fara Shabira/0211184000016
Departemen : Teknik Mesin FT-IRS ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

ABSTRAK

Peningkatan kebutuhan energi di Indonesia diperkirakan akan terus meningkat seiring dengan peningkatan jumlah penduduk. Peningkatan tersebut tidak sejalan dengan penurunan persediaan bahan bakar minyak yang ada. Oleh karena itu, diperlukan sumber energi baru terbarukan yang memiliki potensi melimpah di Indonesia, salah satunya yaitu energi angin. Energi angin dapat dikonversikan menjadi energi listrik dengan menggunakan turbin. Turbin yang bisa digunakan untuk memanen energi dari kecepatan angin di Indonesia adalah turbin angin Savonius. Walaupun konstruksinya cukup sederhana tapi efisiensi dari turbin angin ini cukup rendah, sehingga diperlukan penelitian untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Oleh karena itu, penelitian ini bertujuan untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius.

Penelitian ini meletakkan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi, konfigurasi pertama yaitu penempatan silinder di sisi samping *advancing blade*, serta konfigurasi kedua yaitu penempatan silinder di sisi samping *advancing blade* dan di sisi depan *returning blade*, dengan turbin angin berdiameter (D) sebesar 165,2 mm, diameter *end plate* (D_0) sebesar 320 mm, diameter poros turbin (b) sebesar 19 mm, dan tinggi turbin (H) sebesar 295 mm. Penelitian ini menggunakan silinder pengganggu dengan diameter (d) sebesar 88,18 mm dan tinggi (h) sebesar 490 mm. Penelitian ini dilakukan dengan rasio d/D sebesar 0,5, Y/D sebesar 1,37, dan S/D sebesar 1,37 dengan variasi kecepatan angin sebesar 4;5;6; dan 7 m/s. Penelitian dilakukan dengan aliran angin yang dihasilkan oleh *axial fan* yang diberikan *honeycomb* di depannya untuk menjaga aliran tetap *uniform*. *Axial fan* yang digunakan tidak memiliki pengaturan kecepatan udara, sehingga diperlukan *voltage regulator* untuk mengatur kecepatan aliran udara. Pengukuran kecepatan udara menggunakan *anemometer*, pengukuran putaran menggunakan *tachometer*, pengukuran torsi statis menggunakan *torquemeter*, dan pengukuran torsi dinamis menggunakan *brake dynamometer*.

Hasil yang didapatkan yaitu peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi pertama pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan nilai *coefficient of power* sebesar 20,45%, sementara pada kecepatan 5-7 m/s kurang efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power*, dan pada seluruh kecepatan kurang efektif dalam meningkatkan *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius. Kemudian, peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada seluruh kecepatan kurang efektif dalam meningkatkan *coefficient of power* dan *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius. Peletakan silinder pengganggu dengan kedua konfigurasi pada seluruh kecepatan dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

Kata kunci : *coefficient of moment, coefficient of power, coefficient of static torque, silinder pengganggu, turbin angin Savonius*

EXPERIMENTAL STUDY ON IMPROVEMENT OF SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE BY PLACING A CYLINDER AS A BLUFF BODY BESIDE OF ADVANCING BLADE AND IN FRONT OF RETURNING BLADE TURBINE

“Case Study for $Y/D = 1.37$ and $S/D = 1.37$, with Circular Cylinder Size $d/D = 0.5$ at Wind Speed 4,5,6, and 7 m/s”

Name/NRP : Dhau Fara Shabira/0211184000016
Department : Mechanical Engineering FT-IRS ITS
Supervisor : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

The energy demand in Indonesia is expected to increase along with the growth of the population. This increase was not in line with the decrease in the fuel oil that existed. Therefore, new renewable energy sources that have abundant potential in Indonesia are needed, one of which is wind energy. Wind energy can be converted into electrical energy by using a wind turbine. The turbine that can be used to harvest energy from wind speed in Indonesia is the Savonius wind turbine. Although the construction is quite simple, the efficiency of this wind turbine is quite low, so research is needed to improve the performance of the Savonius wind turbine. Therefore, this study aims to improve the performance of the Savonius wind turbine by placing a cylinder as a bluff body with two configurations, the first configuration is the placement of the cylinder beside of advancing blade, and the second configuration is the placement of the cylinder beside of advancing blade and in front of returning blade.

This study will use a wind turbine with a diameter (D) of 165.2 mm, an end plate diameter (D_0) of 320 mm, a turbine shaft diameter (b) of 19 mm, and a turbine height (H) of 295 mm. This study will use a cylinder with a diameter (d) of 88.18 mm and a height (h) of 490 mm. This study will be conducted with a d/D ratio of 0.5, Y/D ratio of 1.37, and S/D ratio of 1.37 with wind speed variations of 4,5,6, and 7 m/s. This study will be performed with the wind flow generated by an axial fan with a honeycomb placed in front to keep the uniform flow. The axial fan used does not have an airspeed setting, so a voltage regulator is needed to regulate the airflow speed. Measurement of air velocity is using an anemometer, measurement of angular velocity is using a tachometer, measurement of static torque is using a torquemeter, and measurement of dynamic torque is using a brake dynamometer.

The result obtained are the placing a cylinder with the first configuration at a wind speed of 4 m/s can increase the coefficient of power value by 20.45% while at a wind speed of 5-7 m/s it is ineffective in increasing the coefficient of power value, and at all speeds it is ineffective in increasing the coefficient of moment of the Savonius wind turbine. Then, placing a cylinder with the second configuration at all speeds is ineffective in increasing the coefficient of power and coefficient of moment of the Savonius wind turbine. The placement of cylinder with both configurations at all speeds can increase the self starting capability of the Savonius wind turbine.

Keywords : coefficient of moment, coefficient of power, coefficient of static torque, cylinder as a bluff body, Savonius wind turbine

KATA PENGANTAR

Puji syukur ke hadirat Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan petunjuk, sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik.

Penyusunan tugas akhir ini dapat terlaksana dengan baik karena bantuan dan dukungan dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga penulis, orang tua, adik – adik dan saudara yang telah memberikan dorongan dalam bentuk moral maupun materiil.
2. Bapak Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., selaku dosen pembimbing yang telah sabar memberikan ilmu dan bimbingannya selama pengerjaan tugas akhir.
3. Teman – teman kelompok TA 11 yang telah bersama – sama melewati suka dan duka dalam pengambilan data dan diskusi selama pengerjaan tugas akhir.
4. Teman – teman Lab Kompor yang telah memberikan warna dalam kehidupan perkuliahan penulis selama masa perkuliahan.
5. Teman – teman Lab Mekflu yang telah membantu dan memberikan dukungan selama pengerjaan tugas akhir.
6. Teman – teman Hublu BEM ITS, PPIM/Profman HMM, dan DIMENSI yang memberikan pengalaman baru selama berkuliah di ITS.
7. Sahabat Cemangadh Ea yang berada entah di mana dan sedang sibuk dengan urusan masing – masing yang selalu menemani penulis di masa remaja hingga saat ini.
8. Seluruh teman – teman M61 Departemen Teknik Mesin yang menemani selama perkuliahan.
9. Seorang teman yang selalu menemani suka dan duka penulis selama perkuliahan dan penulisan tugas akhir.
10. Seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah membantu dalam pengerjaan tugas akhir.

Penulis sadar bahwa penulisan tugas akhir ini tidaklah sempurna, oleh karena itu penulis selalu terbuka akan kritik dan saran yang akan diberikan. Semoga, tugas akhir ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat kepada pembaca, keluarga besar Departemen Teknik Mesin, dan civitas akademika ITS.

Surabaya, 7 Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
APPROVAL SHEET	ii
PERNYATAAN ORISINALITAS	iii
STATEMENT OF ORIGINALITY	iv
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xii
BAB I	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II	5
2.1 Turbin Angin	5
2.2 Turbin Angin Savonius	6
2.3 Aliran Melalui Silinder Pejal	6
2.4 Bilangan Reynolds	7
2.5 Gaya <i>Drag</i>	8
2.6 Perhitungan Torsi	9
2.7 Perhitungan Daya	9
2.7.1 Perhitungan Daya Teoritis	10
2.7.2 Perhitungan Daya Aktual	10
2.8 <i>Coefficient of Power</i>	11
2.9 <i>Tip Speed Ratio</i>	12
2.10 <i>Coefficient of Moment</i>	12
2.11 Penelitian Terdahulu	13
2.11.1 Studi Eksperimen Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Depan Sudu <i>Returning</i> dengan Variasi Jarak Silinder Sirkular	13
2.11.2 Studi Numerik Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Samping Sudu <i>Advancing</i> dengan Variasi Diameter Silinder Sirkular	16
2.11.3 Studi Numerik Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Depan Turbin dengan Variasi Diameter Silinder Sirkular	20
2.11.4 Studi Numerik Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Depan Sudu <i>Returning</i> dengan Variasi <i>Stagger Angle</i>	22
2.11.5 Studi Eksperimen Peningkatan Kemampuan <i>Self-Starting</i> dengan Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Depan Sudu <i>Returning</i>	24
2.11.6 Perbandingan Penelitian	28
BAB III	29
3.1 Analisis Dimensi Parameter	29
3.2 Analisis Dimensi <i>Coefficient of Power</i> (CoP)	30
3.3 Analisis Dimensi <i>Coefficient of Moment</i> (CM)	32
3.4 Peralatan yang Digunakan	34
3.4.1 <i>Axial Fan</i> dan <i>Voltage Regulator</i>	34

3.4.2	<i>Honeycomb</i>	35
3.4.3	Turbin Angin Savonius.....	36
3.4.4	Penyangga Turbin Angin Savonius	37
3.4.5	Silinder Pengganggu.....	37
3.4.6	Alat Ukur	37
3.5	Prosedur Penelitian	42
3.5.1	Prosedur Penelitian Pengambilan Data Torsi Dinamis.....	42
3.5.2	Prosedur Penelitian Pengambilan Data Torsi Statis	43
3.6	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	44
3.6.1	<i>Flowchart</i> Putaran dan Torsi Dinamis	44
3.6.2	<i>Flowchart</i> Torsi Statis	46
3.7	Uji <i>Uniformity</i>	47
3.8	Perhitungan <i>Uncertainty</i>	48
BAB IV	54
4.1	Contoh Perhitungan	54
4.1.1	Perhitungan <i>Reynolds Number</i>	54
4.1.2	Perhitungan <i>Tip Speed Rasio</i>	55
4.1.3	Perhitungan <i>Coefficient of Moment (C_M)</i>	56
4.1.4	Perhitungan <i>Coefficient of Power (CoP)</i>	56
4.1.5	Perhitungan <i>Coefficient of Static Torque (CTS)</i>	56
4.2	Analisis Performa Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu.....	57
4.2.1	Analisis Nilai <i>Coefficient of Power (CoP)</i> Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu	57
4.2.2	Analisis Nilai <i>Coefficient of Moment (C_M)</i> Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu.....	58
4.2.3	Analisis Nilai <i>Coefficient of Static Torque (CTS)</i> Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu.....	59
4.3	Analisis Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu.....	60
4.3.1	Analisis Nilai <i>Coefficient of Power (CoP)</i> Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu.....	60
4.3.2	Analisis Nilai <i>Coefficient of Moment (C_M)</i> Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu.....	66
4.3.3	Analisis Nilai <i>Coefficient of Static Torque (CTS)</i> Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu	71
BAB V	78
5.1	Kesimpulan	78
5.2	Saran	78
DAFTAR PUSTAKA	79
LAMPIRAN	80

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Beberapa jenis turbin angin berdasarkan letak porosnya (Katkade, et al., 2015)...	5
Gambar 2.2 Turbin Angin Savonius (Wenehenubun, et al., 2015)	6
Gambar 2.3 Aliran <i>inviscid</i> dan <i>viscous</i> yang melewati silinder pejal (Pritchard, 2011).....	7
Gambar 2.4 Skema dimensi turbin angin Savonius.....	7
Gambar 2.5 <i>Free body diagram brake dynamometer</i>	11
Gambar 2.6 Grafik <i>Coefficient of Power</i> terhadap <i>Tip Speed Ratio</i> (Pritchard, 2011)	12
Gambar 2.7 Skema penelitian (Triyogi, et al., 2020)	13
Gambar 2.8 Grafik Cp dengan fungsi TSR untuk S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020)	14
Gambar 2.9 Grafik Cp dengan fungsi TSR untuk S/D 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020).....	14
Gambar 2.10 Grafik perbandingan Cp maksimum dengan Cp turbin konvensional (Triyogi, et al., 2020).....	15
Gambar 2.11 Grafik Cm dengan fungsi TSR untuk S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020)	15
Gambar 2.12 Grafik Cm dengan fungsi TSR untuk S/D 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020)....	15
Gambar 2.13 Grafik torsi statis dengan fungsi <i>blade angle</i> untuk S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020).....	16
Gambar 2.14 Grafik torsi statis dengan fungsi <i>blade angle</i> untuk S/D 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020).....	16
Gambar 2.15 Skema penelitian (Setiawan, et al., 2019).....	17
Gambar 2.16 Grafik koefisien torsi terhadap TSR (Setiawan, et al., 2019).....	17
Gambar 2.17 Grafik koefisien <i>power</i> terhadap TSR (Setiawan, et al., 2019)	18
Gambar 2.18 Grafik koefisien torsi dinamis terhadap <i>blade angle</i> (Setiawan, et al., 2019)....	18
Gambar 2.19 Kontur kecepatan aliran pada turbin (Setiawan, et al., 2019).....	19
Gambar 2.20 Kontur tekanan statis aliran pada turbin (Setiawan, et al., 2019)	19
Gambar 2.21 <i>Domain</i> simulasi (Setiawan, et al., 2020).....	20
Gambar 2.22 Koefisien torsi dengan fungsi TSR (Setiawan, et al., 2020).....	20
Gambar 2.23 Koefisien power dengan fungsi TSR (Setiawan, et al., 2020).....	21
Gambar 2.24 Kontur kecepatan untuk variasi ds/D 0,5 (Setiawan, et al., 2020).....	21
Gambar 2.25 <i>Domain</i> simulasi (Setiawan, et al., 2019)	22
Gambar 2.26 Performa turbin Savonius untuk koefisien torsi (Cm) (a) dan koefisien <i>power</i> (Cp) (b) terhadap <i>tip speed ratio</i> (TSR) (Setiawan, et al., 2019)	23
Gambar 2.27 Skema penelitian (Triyogi, et al., 2020)	24
Gambar 2.28 Grafik koefisien torsi statis terhadap <i>blade angle</i> untuk bilangan Reynolds 74.000, 136.000, dan 175.000 (Triyogi, et al., 2020).....	25
Gambar 2.29 Grafik torsi statis terhadap <i>blade angle</i> dengan S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; dan 2,6 untuk bilangan Reynolds sebesar 74.000 (Triyogi, et al., 2020)	26
Gambar 2.30 Grafik torsi statis terhadap <i>blade angle</i> dengan S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; dan 2,6 untuk bilangan Reynolds sebesar 136.000 (Triyogi, et al., 2020)	27
Gambar 2.31 Grafik torsi statis terhadap <i>blade angle</i> dengan S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; dan 2,6 untuk bilangan Reynolds sebesar 175.000 (Triyogi, et al., 2020)	27
Gambar 3.1 Skema Penelitian	29
Gambar 3.2 Skema penelitian dan parameter untuk konfigurasi pertama.....	29
Gambar 3.3 Skema penelitian dan parameter untuk konfigurasi kedua	30
Gambar 3.4 <i>Axial Fan</i> CKE SPV-18.....	34
Gambar 3.5 <i>Voltage Regulator</i> TDGC 2J-3	35
Gambar 3.6 <i>Honeycomb</i>	35

Gambar 3.7 Turbin angin Savonius.....	36
Gambar 3.8 Penyangga turbin angin Savonius.....	37
Gambar 3.9 Silinder pengganggu	37
Gambar 3.10 Anemometer	38
Gambar 3.11 <i>Torquemeter</i>	39
Gambar 3.12 <i>Tachometer</i>	39
Gambar 3.13 Skema <i>Brake Dynamometer</i>	40
Gambar 3.14 Massa Pemberat.....	41
Gambar 3.15 Timbangan SF-400	41
Gambar 3.16 Neraca Pegas Nagata	42
Gambar 3.17 <i>Flowchart</i> Putaran dan Torsi Dinamis.....	45
Gambar 3.18 <i>Flowchart</i> Torsi Statis	47
Gambar 3.19 Titik <i>Sample Uji Uniformity</i>	47
Gambar 3.20 Grafik Distribusi Kecepatan Posisi Horizontal	48
Gambar 3.21 Grafik Distribusi Kecepatan Posisi Vertikal	48
Gambar 4.1 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.....	57
Gambar 4.2 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (C_M) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.....	58
Gambar 4.3 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (CTS) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu.....	59
Gambar 4.4 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 4 m/s.....	60
Gambar 4.5 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 5 m/s.....	62
Gambar 4.6 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 6 m/s.....	63
Gambar 4.7 Grafik nilai <i>coefficient of power</i> (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 7 m/s.....	65
Gambar 4.8 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 4 m/s.....	66
Gambar 4.9 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 5 m/s.....	68
Gambar 4.10 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 6 m/s.....	69
Gambar 4.11 Grafik nilai <i>coefficient of moment</i> (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 7 m/s.....	70
Gambar 4.12 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 4 m/s.....	71
Gambar 4.13 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 5 m/s.....	73
Gambar 4.14 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 6 m/s.....	74
Gambar 4.15 Grafik nilai <i>coefficient of static torque</i> (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 7 m/s.....	76

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai koefisien <i>drag</i> untuk beberapa bentuk penampang (Pritchard, 2011).....	9
Tabel 2.2 Nilai C_p maksimum untuk variasi <i>stagger angle</i> (Setiawan, et al., 2019).....	23
Tabel 2.3 Perbandingan Penelitian	28
Tabel 3.1 Dimensi primer dari setiap parameter	31
Tabel 3.2 Dimensi primer dari setiap parameter	33
Tabel 3.3 Spesifikasi <i>Axial Fan</i> CKE SPV-18.....	35
Tabel 3.4 Spesifikasi <i>Voltage Regulator</i> TDGC 2J-3	35
Tabel 3.5 Spesifikasi <i>Honeycomb</i>	36
Tabel 3.6 Spesifikasi Silinder Pengganggu	37
Tabel 3.7 Spesifikasi Anemometer.....	38
Tabel 3.8 Spesifikasi <i>Torquemeter</i>	39
Tabel 3.9 Spesifikasi <i>Tachometer</i>	40
Tabel 3.10 Spesifikasi Timbangan SF-400.....	41
Tabel 3.11 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata.....	42
Tabel 3.12 Tabel nilai <i>uncertainty</i> untuk parameter perhitungan <i>Coefficient of Power</i>	53

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara dengan jumlah penduduk sebesar 272 juta jiwa, terbanyak keempat dibandingkan dengan seluruh negara di dunia pada tahun 2021 (Badan Pusat Statistik, 2021). Jumlah penduduk ini sendiri diprediksikan akan terus meningkat dengan laju pertumbuhan penduduk sebesar 1,25% (Badan Pusat Statistik, 2021). Dengan jumlah penduduk yang terus bertambah, diperlukan energi yang cukup untuk memenuhi kebutuhan energi sehari – hari seperti kebutuhan rumah tangga, transportasi, serta industri. Total konsumsi energi final Indonesia pada tahun 2019 mencapai 989,9 juta SBM (Setara Barel Minyak) dan masih didominasi oleh bahan bakar minyak (BBM) (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Penggunaan energi sendiri diproyeksikan akan terus meningkat sesuai dengan pertumbuhan ekonomi dan pertumbuhan penduduk. Total kebutuhan energi final Indonesia pada tahun 2019-2050 diproyeksikan akan meningkat dengan laju pertumbuhan rata-rata 3,5% per tahun (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Peningkatan kebutuhan tersebut tidak sejalan dengan penyediaan energi yang ada di Indonesia. Produksi *crude oil* (minyak bumi) diperkirakan menurun dengan laju penurunan rata-rata sebesar 4,9% per tahun (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021). Dengan adanya penurunan penyediaan energi di Indonesia, diperlukan sumber energi baru yang bisa mengatasi kekurangan tersebut, salah satunya energi baru terbarukan (EBT). Potensi EBT di Indonesia sangat melimpah, seperti panas bumi, air, bioenergi, sinar matahari dan angin. Pemanfaatan EBT tersebut sebagian besar digunakan untuk pembangkit listrik, seperti yang tercantum pada Perpres No. 22/2017 tentang Rencana Umum Energi Nasional dimana kapasitas Pembangkit Listrik EBT diharapkan sebesar 45,2 GW pada tahun 2025 dan 167,7 GW pada tahun 2050. Total potensi kapasitas pembangkit dari EBT sendiri sangat besar yaitu 421.384 MW, namun kapasitas yang telah terpasang masih cukup kecil, yaitu 7.464 MW. Salah satu potensi EBT yang menopang kapasitas di atas yaitu energi angin, dimana energi tersebut menyumbang potensi sebesar 60.647 MW dengan kapasitas yang telah terpasang sebesar 154 MW (Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021).

Energi angin di Indonesia masih belum dimanfaatkan dengan maksimal, hal ini dapat dilihat dari perbandingan potensi dan kapasitas pembangkit yang telah terpasang. Sedikitnya kapasitas yang telah terpasang bisa disebabkan oleh rendahnya kecepatan angin di Indonesia yang bernilai 3 m/s hingga 5 m/s sehingga efektivitas pembangkit yang terpasang hanya sedikit (Nahkoda & Saleh, 2015). Untuk memaksimalkan energi yang bisa dipanen dari kecepatan angin yang rendah ini bisa digunakan turbin angin Savonius. Turbin angin Savonius adalah turbin angin tipe *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) yang memiliki sudu berbentuk silinder setengah lingkaran dengan jumlah sudu yang beragam. Sudu dari turbin ini terdiri atas *advancing blade* yang berbentuk cekung dari arah datangnya angin dan *returning blade* yang berbentuk cembung dari arah datangnya angin. Prinsip kerja turbin angin ini adalah dengan mengubah energi gerak dari angin menjadi energi listrik yang kemudian akan diteruskan menuju generator. Selain untuk tipe angin dengan kecepatan yang rendah, turbin angin Savonius juga bisa menerima angin yang berasal dari segala arah. Kelebihan lain dari turbin angin Savonius adalah konstruksinya yang sederhana sehingga biaya untuk membangun turbin ini relatif murah. Namun dengan segala kelebihannya, turbin ini juga memiliki kekurangan yaitu efisiensi yang cukup rendah sekitar 12% hingga 18% (Roy & Saha, 2013).

Terdapat beberapa penelitian yang telah dilakukan untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Penelitian yang dilakukan oleh (Triyogi, et al., 2020) dilakukan

dengan meletakkan silinder pengganggu pada sisi depan *returning blade* sehingga mengurangi efek gaya *drag* pada sudu turbin. Pada penelitian ini didapatkan hasil bahwa dengan peletakan silinder pengganggu pada sisi depan *returning blade* dapat menambah performa dari turbin angin Savonius dengan peningkatan *power coefficient* (C_p) mencapai 12,2%, namun dengan jarak tertentu saja. Apabila jarak antara silinder pengganggu dengan sudu turbin terlalu jauh, tidak akan terjadi peningkatan performa dan seperti dua benda yang tidak saling mempengaruhi.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) dengan menambahkan silinder pengganggu pada sisi samping *advancing blade*. Penelitian ini mengamati efek yang diberikan oleh silinder pengganggu dengan berbagai macam diameter melalui simulasi Gambit dan Ansys Fluent. Rasio diameter silinder pengganggu dibandingkan dengan diameter sudu yang digunakan adalah 0,1, 0,3, 0,5, 0,7 dan 0,9. Pada penelitian ini, didapatkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu pada sisi samping *advancing blade* akan meningkatkan kecepatan aliran pada sisi sudu turbin. Peningkatan kecepatan ini akan mengakibatkan penurunan tekanan pada sisi luar turbin dan meningkatkan *drag pressure* pada *advancing blade*. Hal ini pada akhirnya akan meningkatkan torsi serta daya pada turbin angin Savonius.

Penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2020) menunjukkan bahwa peletakan silinder pengganggu pada sisi depan turbin dengan *stagger angle* 0° akan menurunkan performa dari turbin. Rasio antara diameter silinder pengganggu dibandingkan dengan diameter sudu yang digunakan adalah 0,1, 0,3 dan 0,5. Penelitian dilakukan dengan metode numerik dan menunjukkan semakin besar diameter silinder pengganggu, maka akan semakin besar pula penurunan performa dari turbin.

Sedangkan, penelitian yang dilakukan oleh (Setiawan, et al., 2019) membandingkan pengaruh peletakan silinder pengganggu dengan variabel *stagger angle* 0° , 30° , 60° dan 90° . Penelitian dilakukan secara numerik menggunakan Ansys 17.0 dan didapatkan hasil bahwa performa maksimum untuk turbin angin Savonius terjadi pada *stagger angle* 60° dengan peningkatan performa sebesar 29,84%.

Berdasarkan hasil dari penelitian – penelitian terdahulu, masih perlu diteliti variabel yang bisa meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Variabel yang akan diteliti diantaranya adalah penambahan silinder pengganggu pada samping *advancing blade* dan penambahan silinder pada depan *returning blade* serta samping *advancing blade*. Penelitian dilakukan dengan ukuran silinder pengganggu terhadap diameter turbin (d/D) sebesar 0,5. Untuk konfigurasi pertama, diberikan variasi jarak silinder terhadap diameter turbin (Y/D) sebesar 1,37 dan untuk konfigurasi kedua ditambahkan variasi jarak silinder terhadap diameter turbin (S/D) sebesar 1,37 dengan variasi kecepatan angin 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s dan 7 m/s. Penelitian ini belum pernah dilakukan oleh peneliti lain dan dianggap penting untuk dilakukan untuk mengetahui peningkatan efisiensi turbin angin Savonius.

1.2 Perumusan Masalah

Turbin angin Savonius merupakan turbin angin dengan bentuk seperti huruf ‘S’ dan terdapat dua jenis sudu yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Angin yang bergerak ke arah turbin akan memberikan gaya *drag* yang berbeda pada masing – masing sudu. Prinsip kerja turbin angin Savonius adalah dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* dan perbedaan gaya tersebut akan membangkitkan torsi pada poros dan akhirnya akan memutar turbin. Semakin besar perbedaan gaya *drag* pada kedua sudu maka akan semakin besar torsi yang akan dihasilkan, sehingga akan makin besar pula daya yang dapat dihasilkan.

Untuk memperbesar perbedaan gaya *drag* pada kedua sudu, bisa dilakukan dengan beberapa cara, yaitu: mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*, meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*, atau keduanya. Silinder pengganggu contohnya dapat digunakan untuk menguji efek dari pengurangan dan peningkatan gaya *drag* pada sudu – sudu tersebut.

Penggunaan silinder pengganggu pada sisi depan *returning blade* dan sisi samping *advancing blade* secara terpisah masing – masing telah diteliti sebelumnya seperti pada penelitian yang dilakukan oleh (Triyogi, et al., 2020) dan (Setiawan, et al., 2019). Pada penelitian kali ini, akan dilakukan dua konfigurasi untuk memperbesar perbedaan gaya *drag* antar sudu dengan hipotesis awal sebagai berikut:

1. Konfigurasi pertama, silinder pada sisi samping *advancing blade*. Silinder pengganggu yang diletakkan pada sisi samping *advancing blade* akan menimbulkan efek *nozzle* pada daerah antara sudu turbin dan silinder pengganggu. Celah antara silinder pengganggu dengan sudu turbin akan menyebabkan kecepatan dari aliran meningkat sekaligus meningkatkan momentum aliran. Peningkatan momentum aliran ini akan meningkatkan torsi positif yang akan meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Pemberian silinder pengganggu juga akan menimbulkan *attached flow* pada sisi belakang sudu. *Attached flow* yang berkecepatan tinggi akan membuat sisi belakang sudu mengalami penurunan tekanan. Adanya penurunan tekanan tersebut akan meningkatkan perbedaan tekanan dan akan meningkatkan torsi positif, sehingga dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius.
2. Konfigurasi kedua, silinder pada sisi depan *returning blade* dan sisi samping *advancing blade*. Silinder pengganggu yang diletakkan pada sisi depan *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade*. Peletakan silinder pengganggu akan menurunkan tekanan pada daerah antara silinder pengganggu dan *returning blade*, sedangkan tekanan pada sisi belakang *returning blade* dianggap sama karena tidak ada silinder pengganggu. Perbedaan tekanan antara sisi depan dan sisi belakang *returning blade* akan menurun, sehingga gaya *drag* pada *returning blade* akan menurun dan perbedaan gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* akan semakin besar. Di samping itu, *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu akan jatuh pada permukaan sudu *returning* dan mengganggu *boundary layer* pada sudu *returning* yang menyebabkan percepatan transisi *boundary layer* dari laminar menuju turbulen. Hal ini akan menyebabkan titik separasi tertunda dan *wake* yang terbentuk menyempit, sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* akan menurun, torsi positif pada turbin meningkat, dan daya turbin naik. Silinder pengganggu yang diletakkan pada sisi depan *returning blade* dan samping *advancing blade* akan bersamaan menurunkan gaya *drag* pada *returning blade* dan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Perbedaan gaya *drag* yang timbul pada *advancing blade* dan *returning blade* diharapkan akan semakin meningkatkan performa dari turbin angin Savonius.
3. Variasi kecepatan angin yang digunakan pada penelitian kali ini sebesar 4,5,6 dan 7 m/s. Seiring dengan meningkatnya kecepatan angin, kecepatan poros akan meningkat hingga maksimum sehingga torsi positif akan meningkat mencapai maksimum. Hal tersebut akan meningkatkan *coefficient of power* pada turbin, dan adanya peningkatan *coefficient of power* berarti efisiensi pada turbin angin Savonius semakin meningkat. Kemudian, nilai *coefficient of power* berangsur – angsur akan menurun karena adanya *loses*. Penggunaan silinder pengganggu pada kecepatan angin yang terlalu tinggi akan menimbulkan efek *solid wall* dari silinder pengganggu terhadap turbin angin Savonius. Efek *solid wall* terjadi akibat putaran turbin yang terlalu cepat, sehingga turbin akan diselimuti oleh angin yang menurunkan nilai torsi positif dan menurunkan nilai CoP.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian kali ini adalah sebagai berikut:

1. Menggunakan analisis aliran *external flow*.
2. Aliran yang mengalir adalah *steady, incompressible* dan *uniform flow*.
3. Penelitian dilakukan dengan perbandingan ukuran silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin sebesar $d/D = 0,5$.
4. Penelitian dilakukan dengan menggunakan dua konfigurasi; untuk konfigurasi pertama menggunakan silinder pengganggu yang diletakkan pada samping *advancing blade* dengan jarak silinder pengganggu dibandingkan dengan diameter sudu sebesar $Y/D = 1,37$; untuk konfigurasi kedua menggunakan silinder yang diletakkan di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade* dengan jarak silinder pengganggu dibandingkan dengan diameter sudu sebesar $S/D = 1,37$ dan $Y/D = 1,37$.
5. Penelitian dilakukan dengan variasi kecepatan udara 4, 5, 6, 7 m/s.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan menguji variasi kecepatan angin menggunakan dua jenis konfigurasi silinder pengganggu. Penelitian ini dilakukan dengan cara:

1. Mendapatkan nilai *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius.
2. Mendapatkan nilai *Coefficient of Moment* (C_M) turbin angin Savonius.
3. Mendapatkan nilai *Coefficient of Static Torque* (CTS) turbin angin Savonius.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

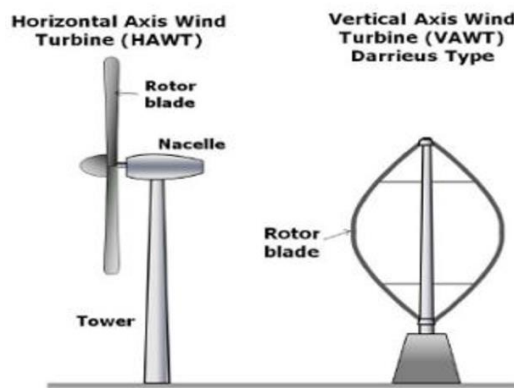
1. Memberikan data tambahan untuk perancangan turbin angin Savonius.
2. Sebagai referensi untuk penelitian turbin angin Savonius selanjutnya.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Angin

Turbin angin merupakan salah satu peralatan yang digunakan untuk memanen energi angin menjadi energi listrik. Pada awalnya, turbin angin dibangun di wilayah Eropa seperti Denmark dan Belanda untuk mengakomodasi para petani dalam mengolah hasil pertaniannya dan lebih sering dikenal sebagai *windmill*. Saat ini, sudah mulai banyak negara yang memanfaatkan turbin angin untuk pasokan energi listrik sebagai pengganti bahan bakar fosil. Penggunaan turbin angin sebagai energi baru terbarukan memiliki potensi yang besar namun masih belum banyak digunakan. Indonesia sendiri memiliki potensi yang cukup besar untuk pemanfaatan energi angin karena topografi wilayah yang terdiri atas banyak pulau dengan wilayah pesisir yang memiliki potensi energi angin yang besar.

Turbin angin berbentuk seperti kincir yang dapat berputar akibat adanya gaya *drag* atau gaya *lift* yang mengenai sudu turbin. Poros yang berputar karena terhubung dengan sudu turbin kemudian akan membangkitkan daya pada generator yang mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. Turbin angin dibagi menjadi dua jenis berdasarkan letak porosnya yaitu, *Horizontal Axis Wind Turbine* (HAWT) dan *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) dengan ilustrasi seperti pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Beberapa jenis turbin angin berdasarkan letak porosnya (Katkade, et al., 2015)

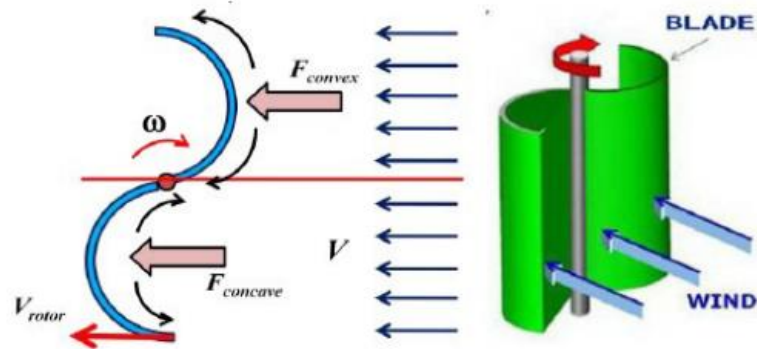
Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) merupakan turbin angin dengan letak poros horizontal dan searah dengan datangnya angin. Turbin angin jenis ini memanfaatkan gaya *lift* yang mengenai sudu turbin untuk memutar sudu dan menggerakkan generator untuk mendapatkan energi listrik. Konstruksi dari turbin angin ini terdiri atas menara yang tinggi untuk menghasilkan efisiensi yang lebih besar, karena semakin tinggi jarak dari permukaan tanah, maka kecepatan angin akan semakin tinggi. Namun, apabila turbin yang dibangun semakin tinggi dan besar, akan muncul beberapa kendala yang diantaranya: biaya untuk konstruksi akan semakin besar, dan dibutuhkan tenaga yang besar untuk mendirikan turbin karena berat turbin yang bertambah. Hal ini terjadi karena diperlukan berat tambahan pada atas menara untuk penyimpanan generator, *gearbox*, dan sudu.

Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) merupakan turbin angin dengan poros vertikal, tegak lurus terhadap permukaan tanah. Turbin angin jenis ini memiliki susunan yang lebih sederhana daripada HAWT, karena tidak memerlukan konstruksi menara yang tinggi untuk memanen energi angin. Turbin ini ditempatkan pada lokasi yang cukup rendah dengan permukaan tanah, sehingga penempatan generator dapat diletakkan pada bagian bawah poros pusat pada permukaan tanah. Turbin ini mampu menerima angin dari segala arah, sehingga tidak perlu ditempatkan berdasarkan arah angin. Penempatan turbin yang cukup rendah

membuat kecepatan angin yang dapat diterima juga rendah, sehingga turbin jenis ini memiliki efisiensi yang cukup rendah dibandingkan dengan jenis turbin HAWT. Beberapa jenis VAWT yang terkenal yaitu Darrieus dan Savonius.

2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius merupakan turbin angin tipe VAWT yang ditemukan dan dipatenkan oleh S.J. Savonius pada tahun 1920an. Turbin angin Savonius memiliki konstruksi sederhana dengan bentuk seperti huruf S, dapat beroperasi dengan angin dari segala arah, dan dapat berputar dengan kecepatan angin yang rendah. Turbin ini dibentuk menggunakan pelat silinder yang dipotong menjadi dua dengan konfigurasi seperti pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Turbin Angin Savonius (Wenehenubun, et al., 2015)

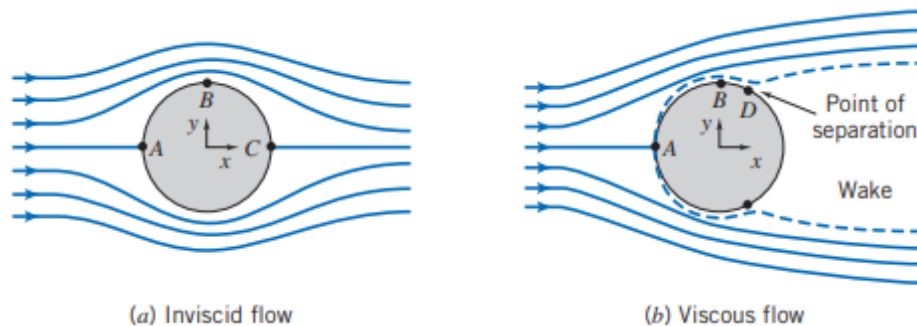
Turbin ini memiliki dua buah sudu, yaitu sudu *advancing* yang berbentuk cekung dari arah datangnya angin dan sudu *returning* yang berbentuk cembung dari arah datangnya angin. Prinsip kerja dari turbin ini adalah dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* yang terjadi pada kedua sudu. Ketika angin menumbuk turbin, akan timbul gaya *drag* yang berbeda pada kedua sudu, dimana gaya *drag* pada sudu *advancing* lebih besar daripada gaya *drag* pada sudu *returning*. Selisih gaya *drag* tersebut akan membangkitkan torsi pada poros dan akhirnya akan memutar turbin dan menghasilkan daya.

2.3 Aliran Melalui Silinder Pejal

Aliran fluida yang melewati suatu benda akan mengalir mengikuti kontur dari permukaan benda tersebut. Profil *streamline* pada aliran juga akan berubah tergantung dengan jenis fluidanya. Ketika suatu aliran *inviscid* dan *incompressible* melewati suatu silinder pejal, profil *streamline* akan simetris pada sisi depan dan sisi belakang silinder seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3a. Hal tersebut terjadi karena *mass flow* antara dua *streamline* konstan. Ketika *streamline* membuka, kecepatan akan menurun, dan sebaliknya. Pada gambar 2.3a terlihat bahwa kecepatan pada titik A dan C akan rendah, dan pada titik B kecepatan akan meningkat. Titik A dan C merupakan titik stagnasi, dimana tekanan pada titik ini relatif tinggi dan kecepatannya relatif rendah. Distribusi tekanan akan sama antara aliran di titik A dan C sehingga bentuk *streamline* menjadi simetris, dan tidak ada gaya *drag* akibat perbedaan tekanan. Karena aliran merupakan *inviscid flow*, maka tidak ada gaya *drag* akibat gesekan.

Pada gambar 2.3b ditunjukkan aliran *viscous* pada silinder pejal. Titik A merupakan titik stagnasi yang kemudian akan terbentuk *boundary layer*. Ketika terdapat *boundary layer*, gaya *drag* akan terbentuk, namun adanya *boundary layer* ini akan memicu terbentuknya *wake*. Titik D merupakan titik separasi dimana partikel aliran akan terdorong menjauhi benda dan menyebabkan terbentuknya *wake*. Ketika partikel aliran bergerak dari titik B yang memiliki tekanan rendah menuju titik C (pada gambar 2.3a) yang memiliki tekanan tinggi, akan timbul *adverse pressure gradient* yang membuat partikel aliran melambat ketika bergerak di sisi

belakang silinder. Partikel aliran juga akan bergerak dengan lambat ketika berada di *boundary layer* akibat adanya gaya gesek, sehingga terdorong oleh partikel aliran lain dan memicu terjadinya *wake*. Daerah *wake* memiliki tekanan yang rendah, sedangkan sisi depan silinder akan tetap memiliki tekanan yang tinggi, hal ini menimbulkan adanya *pressure drag* pada silinder.



Gambar 2.3 Aliran *inviscid* dan *viscous* yang melewati silinder pejal (Pritchard, 2011)

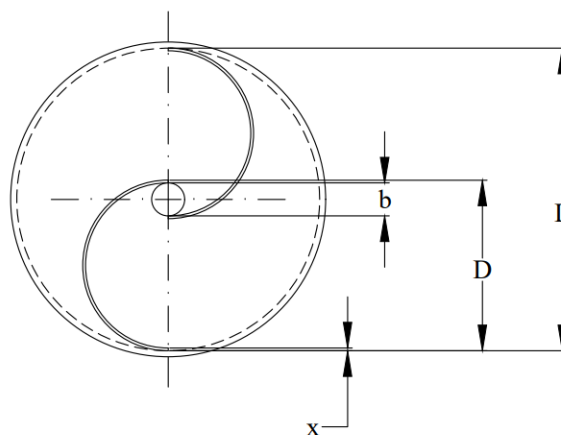
2.4 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds merupakan suatu bilangan tak berdimensi yang ditemukan oleh Osborne Reynolds untuk menentukan karakteristik suatu aliran. Aliran dapat dikatakan laminar, transisi, atau turbulen dari besarnya bilangan Reynolds. Bilangan ini diperoleh dari rasio antara gaya inersia dan gaya *viscous* suatu aliran yang mengalir dengan persamaan sebagai berikut:

$$Re_L = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.1)$$

dimana:

- Re_L : bilangan Reynolds berdasarkan panjang karakteristik
- ρ : densitas aliran Fluida (kg/m^3)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)
- L : panjang karakteristik (m)
- μ : viskositas dinamik (N.s/m)



Gambar 2.4 Skema dimensi turbin angin Savonius

Dapat dilihat pada gambar 2.4 merupakan skema dimensi dari turbin angin Savonius. Untuk menghitung panjang karakteristik dari turbin angin Savonius, digunakan perumusan sebagai berikut:

$$L = 2D - 2X - b \quad (2.2)$$

dimana:

D : diameter sudu

X : tebal sudu

b : diameter poros

Maka persamaan bilangan Reynolds menjadi:

$$Re_L = \frac{\rho U(2D - 2X - b)}{\mu} \quad (2.3)$$

2.5 Gaya Drag

Gaya *drag* merupakan komponen gaya yang bekerja paralel dan searah dengan arah aliran. Gaya *drag* terjadi karena adanya gesekan antara permukaan dengan fluida di sekitarnya dan terjadi ketika benda berada dalam fluida keadaan *viscous*. Gaya ini menghambat pergerakan sebuah benda padat yang bergerak melalui fluida. Secara umum, gaya *drag* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_D = \frac{1}{2} \rho U^2 C_D A \quad (2.4)$$

dimana:

F_D : gaya *drag* (N)

ρ : densitas aliran fluida (kg/m^3)

U : kecepatan aliran fluida (m/s)

C_D : koefisien gaya *drag*

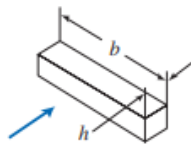




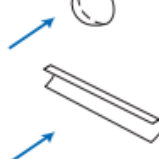
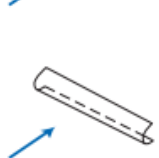
A : luas bidang yang terkena aliran fluida (m^2)

Sementara, koefisien *drag* (C_D) merupakan bilangan tak berdimensi yang nilainya diperoleh dari hasil eksperimen dan merupakan fungsi dari bilangan Reynolds. Koefisien *drag* (C_D) dapat dituliskan seperti pada persamaan:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U^2 A} \quad (2.5)$$

Terdapat nilai yang berbeda – beda untuk koefisien *drag* dari masing – masing benda yang bergantung pada geometri penampangannya. Nilai koefisien *drag* dari masing – masing geometri dapat dilihat pada tabel 2.1 berikut.

Tabel 2.1 Nilai koefisien *drag* untuk beberapa bentuk penampang (Pritchard, 2011)

Object	Diagram		$C_D(Re \geq 10^3)$
Square prism		$b/h = \infty$	2.05
		$b/h = 1$	1.05
Disk			1.17
Ring			1.20^b
Hemisphere (open end facing flow)			1.42
Hemisphere (open end facing downstream)			0.38
C-section (open side facing flow)			2.30
C-section (open side facing downstream)			1.20

2.6 Perhitungan Torsi

Torsi merupakan gaya pada sumbu putar yang dapat menyebabkan benda mengalami rotasi. Pada turbin, besar dari nilai torsi bergantung pada gaya *drag* yang terjadi pada sudu turbin, sehingga perhitungan torsi dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$T = F_D \times R \quad (2.6)$$

Kemudian, apabila rumus gaya *drag* pada persamaan 2.4 disubstitusikan pada persamaan 2.6, akan didapatkan perumusan torsi sebagai berikut:

$$T = \frac{1}{2} \rho U^2 C_D A R \quad (2.7)$$

dimana:

T : torsi yang dihasilkan putaran poros (N.m)

F_D : gaya *drag* (N)

R : jari – jari turbin angin Savonius (m) = $\frac{L}{2} = \frac{2D-2X-b}{2}$

ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

U : kecepatan aliran udara (m/s)

A : luas penampang turbin yang ditumbuk oleh angin (m^2)

C_D : koefisien *drag* yang nilainya bergantung pada bentuk geometri suatu benda

2.7 Perhitungan Daya

Turbin angin merupakan suatu alat yang berfungsi untuk mengubah energi kinetik angin menjadi energi mekanik yang akan menggerakkan sudu turbin kemudian dapat menghasilkan energi listrik/daya. Daya yang dihasilkan kemudian digunakan untuk mengetahui performa turbin angin Savonius.

2.7.1 Perhitungan Daya Teoritis

Secara teoritis, besarnya daya yang dapat dihasilkan turbin angin merupakan energi kinetik yang dihasilkan oleh udara, semakin besar kecepatan angin, maka daya yang dihasilkan akan semakin besar. Besarnya energi kinetik yang dihasilkan oleh udara dapat dituliskan sebagai:

$$E_K = \frac{1}{2}mU^2 \quad (2.8)$$

Sedangkan, massa udara (m) yang bergerak dalam satuan waktu dengan kerapatan ρ bisa didefinisikan sebagai:

$$\dot{m} = \rho UA \quad (2.9)$$

Daya yang dihasilkan oleh angin yang melalui turbin merupakan energi kinetik per satuan waktu. Sehingga daya yang dihasilkan sebesar:

$$P_t = \frac{E_K}{t} \quad (2.10)$$

$$P_t = \frac{1}{2}\dot{m}U^2 \quad (2.11)$$

Kemudian, persamaan 2.9 disubstitusikan pada persamaan 2.11, sehingga didapatkan persamaan:

$$P_t = \frac{1}{2}\rho AU^3 \quad (2.12)$$

Nilai A merupakan luas penampang dari turbin angin Savonius yang tegak lurus dengan arah datangnya angin, dan dapat dirumuskan sebagai:

$$A = L \times H = (2D - 2X - b) \times H \quad (2.13)$$

dimana:

- P_t : daya teoritis angin (Watt)
- E_K : energi kinetik (Joule)
- t : waktu (s)
- \dot{m} : *mass flow rate* (kg/s)
- ρ : massa jenis udara (kg/m³)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)
- A : luas penampang turbin yang terkena angin (m²)
- H : tinggi turbin angin Savonius (m)

Tidak semua daya dari energi kinetik angin dapat dikonversikan menjadi energi mekanik yang dapat menggerakkan turbin. Oleh karena itu, diperlukan perhitungan daya aktual yang telah dikonversikan oleh turbin untuk dapat menghitung performa yang dimiliki oleh turbin.

2.7.2 Perhitungan Daya Aktual

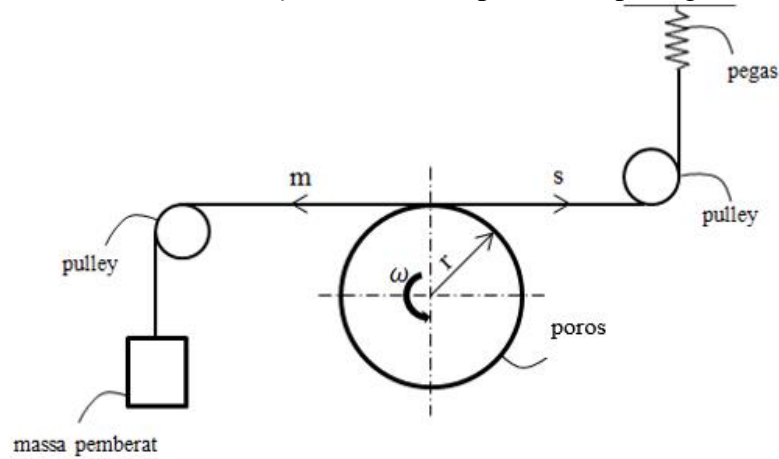
Daya aktual pada turbin dihitung dari torsi dinamis yang dihitung menggunakan *brake dynamometer* dan putaran turbin yang dihitung dengan *tachometer*. Perhitungan daya aktual bisa didapatkan melalui persamaan berikut:

$$P_r = T_d \omega \quad (2.14)$$

dimana:

- P_r : daya aktual turbin (Watt)
- T_d : torsi dinamis yang diukur menggunakan *brake dynamometer* (Nm)
- ω : kecepatan sudut yang diukur menggunakan *tachometer* (rad/s)

Untuk mendapatkan torsi dinamis, digunakan *brake dynamometer* yang dipasang pada poros turbin angin Savonius. Namun, *brake dynamometer* tidak dapat menyajikan nilai torsi dinamis secara langsung, sehingga pengukuran yang dilakukan pada *brake dynamometer* adalah pengukuran massa pemberat dan massa yang terbaca pada pegas. Skema dari *brake dynamometer* dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Free body diagram brake dynamometer

Gaya yang bekerja pada poros turbin dapat diketahui dengan menggunakan persamaan:

$$F = (s - m) g \quad (2.15)$$

dimana:

- s : massa yang terbaca pada neraca pegas (kg)
- m : massa pemberat (kg)
- g : gaya gravitasi (m/s^2)

Nilai torsi dinamis kemudian dapat diperoleh dengan persamaan berikut:

$$T_d = F r \quad (2.16)$$

dimana:

- F : gaya yang bekerja pada poros turbin (N)
- r : jari-jari poros (m)

Dengan melakukan substitusi persamaan 2.15 dan 2.16 ke persamaan 2.14, maka didapatkan persamaan:

$$Pr = (s - m) g r \omega \quad (2.17)$$

2.8 Coefficient of Power

Coefficient of power (CoP) merupakan rasio antara daya aktual turbin dengan daya teoritis yang dihasilkan oleh angin. Nilai CoP menunjukkan besarnya performa yang dapat dihasilkan oleh turbin angin. Semakin tinggi nilai CoP yang dapat dihasilkan, maka efisiensi yang dimiliki turbin semakin baik. Besarnya nilai CoP dapat diketahui dengan menggunakan persamaan:

$$CoP = \frac{Pr}{Pt} \quad (2.18)$$

- CoP : *Coefficient of Power*
- Pr : daya yang dihasilkan turbin angin (Watt)
- Pt : daya teoritis dari angin yang melintas (Watt)

Dengan memasukkan persamaan daya aktual dan daya teoritis turbin pada persamaan 2.18, didapatkan persamaan untuk mengetahui *coefficient of power* sebagai berikut:

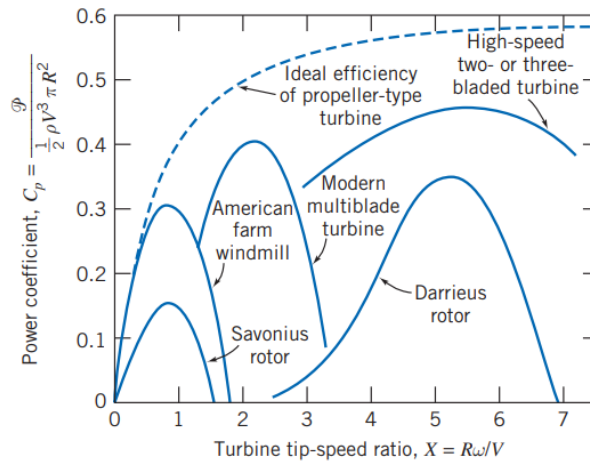
$$CoP = \frac{(s - m) g r \omega}{1/2 \rho A U^3} \quad (2.19)$$

2.9 Tip Speed Ratio

Tip speed ratio (λ) merupakan perbandingan antara kecepatan putar pada ujung sudu turbin dengan kecepatan angin. TSR dipengaruhi oleh kecepatan sudut, jari – jari, dan kecepatan angin dan dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} \quad (2.20)$$

- λ : *tip speed ratio*
- ω : kecepatan sudut turbin (Rad/s)
- R : jari – jari turbin (m)
- U : kecepatan angin (m/s)



Gambar 2.6 Grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (Pritchard, 2011)

Pada gambar 2.6 ditunjukkan berbagai macam turbin dan hubungannya antara TSR dan *coefficient of power* (CoP). Nilai TSR akan berpengaruh pada CoP pada tiap turbin yang memiliki karakteristik yang berbeda – beda. Menurut aturan Betz, nilai maksimum dari CoP untuk turbin angin adalah sebesar 59,3% yang berarti hanya 59,3 dari energi kinetik yang berasal dari angin yang dikonversikan menjadi energi listrik. Tiap turbin memiliki karakteristik yang berbeda – beda, sehingga memiliki kondisi optimumnya sendiri.

2.10 Coefficient of Moment

Coefficient of moment merupakan bilangan tak berdimensi yang merupakan rasio perbandingan antara torsi dinamis dan torsi teoritis dengan parameter geometri dari turbin angin Savonius. Sehingga *coefficient of moment* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$C_M = \frac{CoP}{\lambda} = \frac{T_d}{1/2 \rho A R U^2} \quad (2.21)$$

dimana:

- Td : torsi dinamis turbin (Nm)
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)

- A : luas penampang turbin yang terkena angin (m²)
- R : jari – jari turbin angin Savonius (m)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)

Coefficient Torsi Statis merupakan rasio nilai torsi statis terhadap torsi teoritis yang dapat dihasilkan oleh angin, sehingga dapat diperoleh persamaan:

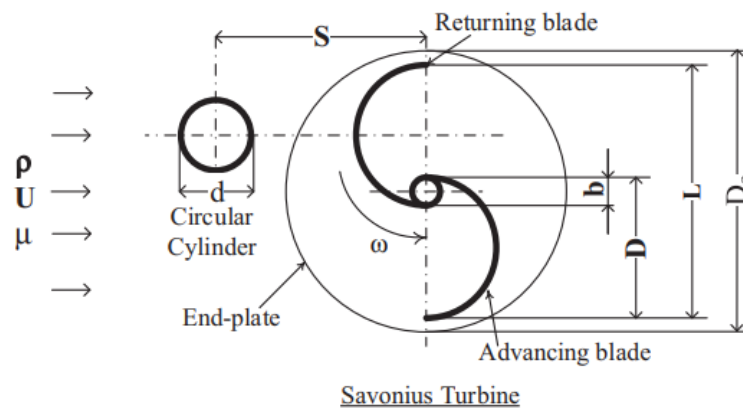
$$CTS = \frac{T_s}{T_t} = \frac{T_s}{\frac{1}{2} \rho A R U^2} \quad (2.22)$$

2.11 Penelitian Terdahulu

Dalam melakukan penelitian, dibutuhkan studi referensi dari penelitian – penelitian yang sebelumnya telah dilakukan. Hal ini dilakukan untuk mempermudah penelitian yang sedang dilakukan supaya mendapatkan hasil yang valid. Penelitian – penelitian yang digunakan sebagai sumber referensi adalah sebagai berikut:

2.11.1 Studi Eksperimen Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Depan Sudu *Returning* dengan Variasi Jarak Silinder Sirkular

Studi eksperimen yang sebelumnya dilakukan oleh Triyogi, et al. pada tahun 2020 meneliti tentang penempatan silinder sirkular pada sisi depan sudu *returning*. Penelitian tersebut dilakukan dengan memvariasikan jarak silinder sirkular (S/D) sebesar 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; dan 2,2. Penelitian dilakukan dengan mempertahankan kecepatan aliran udara sebesar 5 m/s, bilangan Reynold sebesar 99.000, dan diameter silinder sirkular (d/D) sebesar 0,54 dengan skema seperti pada gambar 2.7.

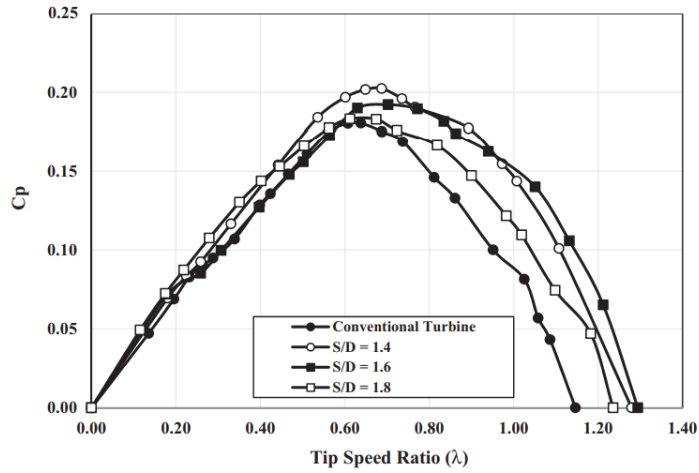


Gambar 2.7 Skema penelitian (Triyogi, et al., 2020)

Untuk menyimulasikan keadaan sebenarnya, penelitian dilakukan dengan menempatkan turbin dengan jarak 3,2 meter di depan *axial fan* yang memiliki spesifikasi: diameter 45 cm, kecepatan putar 1800 rpm; *airflow* 125 m³/menit; dan *power* 1700 Watt. Agar mempertahankan kondisi *uniform flow*, ditempatkan *honeycomb* dengan jarak 80 cm di depan *axial fan*. Turbin angin Savonius terbuat dari pipa PVC dengan diameter (D) 165,2 mm; tinggi (H) 294,4 mm; dan diameter poros (b) 19 mm. Silinder sirkular memiliki tinggi (h) 500 mm dan diameter (d) 88,5 mm.

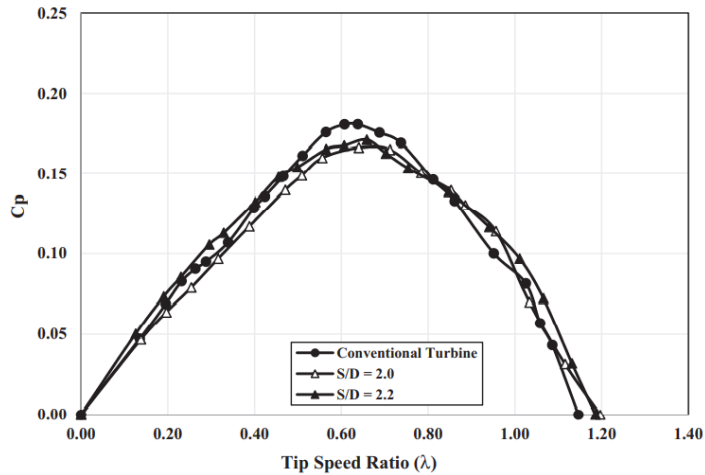
Dari penelitian ini, diketahui bahwa nilai *Coefficient of Power* (Cp) meningkat dan mencapai nilai maksimum untuk konfigurasi jarak (S/D) 1,4; 1,6; dan 1,8 sebesar 12,2%; 6,7%; dan 1,7% dengan *Tip Speed Ratio* (λ) sebesar 0,65; 0,7; dan 0,67 untuk masing – masing S/D. Pada gambar 2.8 ditunjukkan nilai Cp untuk jarak S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 yang lebih tinggi dibanding dengan turbin angin konvensional. Peningkatan ini terjadi

akibat adanya celah antara silinder sirkular dan sudu *returning* turbin yang mempengaruhi penurunan gaya *drag* yang terjadi pada sudu turbin.



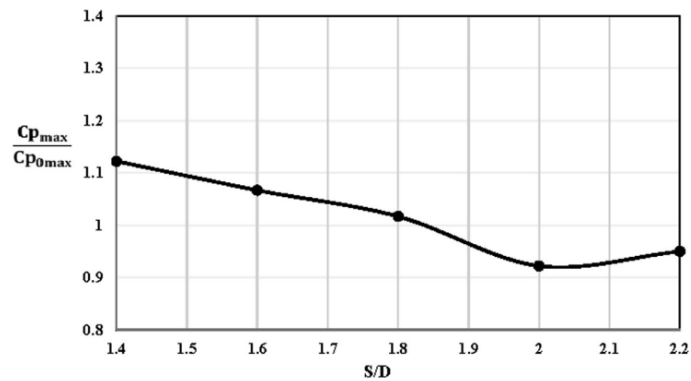
Gambar 2.8 Grafik Cp dengan fungsi TSR untuk S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020)

Pada gambar 2.9 terlihat bahwa performa turbin kurang lebih sama atau bahkan kurang dari turbin angin konvensional untuk jarak S/D lebih dari 1,8, sehingga peletakan silinder sirkular menjadi kurang efektif untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Bahkan, hubungan antara silinder sirkular dan sudu *returning* turbin seperti dua benda yang berdiri sendiri dan tidak saling mempengaruhi.



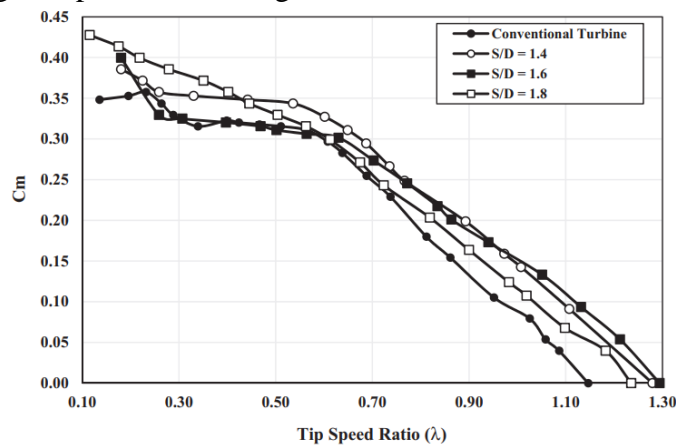
Gambar 2.9 Grafik Cp dengan fungsi TSR untuk S/D 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020)

Pada gambar 2.10 terlihat bahwa nilai maksimum Cp untuk jarak S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 masing – masing sebesar 1,122; 1,067; dan 1,017 kali lebih besar dibandingkan dengan turbin konvensional, sedangkan untuk jarak S/D 2,0 dan 2,2 memiliki nilai Cp di bawah 1.

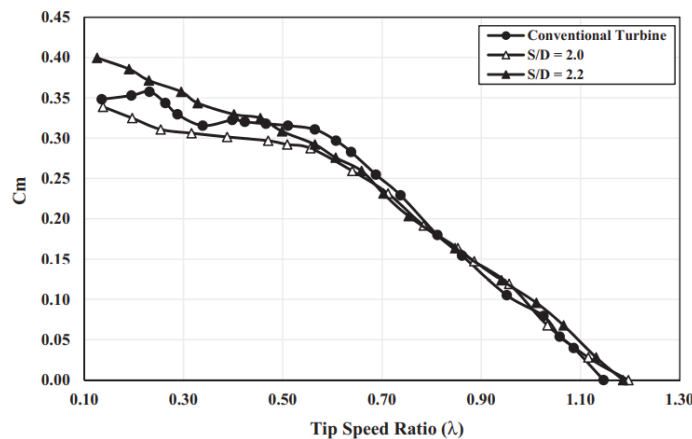


Gambar 2.10 Grafik perbandingan C_p maksimum dengan C_p turbin konvensional (Triyogi, et al., 2020)

Coefficient of moment (C_m) turbin dengan silinder sirkular berjarak S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan C_m pada turbin konvensional untuk semua nilai λ yang dapat dilihat pada gambar 2.11. Nilai C_m yang meningkat memiliki arti bahwa penempatan silinder sirkular berkontribusi untuk menghasilkan torsi positif yang dapat meningkatkan performa turbin angin Savonius. Sedangkan C_m pada S/D 2,0 dan 2,2 memberikan hasil yang cukup variatif. Gambar 2.12 menunjukkan bahwa ketika λ kurang dari 0,44 nilai C_m untuk turbin konvensional lebih rendah daripada turbin dengan S/D 2,2 namun lebih tinggi daripada turbin dengan S/D 2,0.

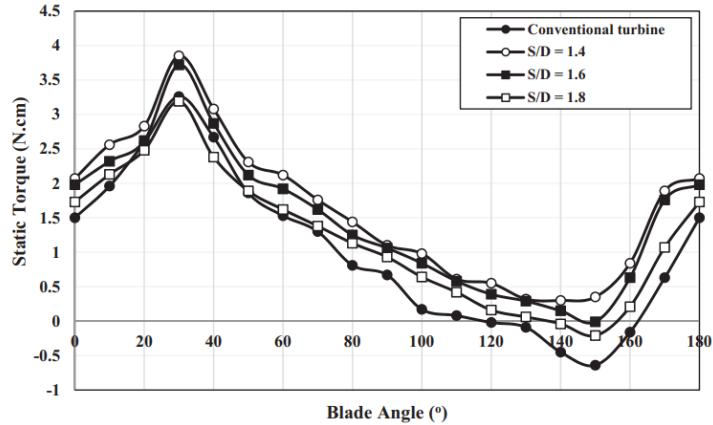


Gambar 2.11 Grafik C_m dengan fungsi TSR untuk S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020)

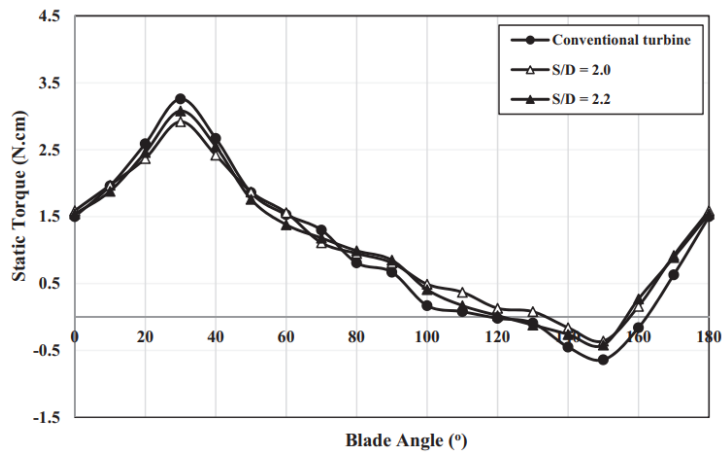


Gambar 2.12 Grafik C_m dengan fungsi TSR untuk S/D 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020)

Gambar 2.13 memberikan grafik torsi statis dengan fungsi *blade angle* untuk S/D 1,4; 1,6; dan 1,8. Dapat dilihat bahwa pemberian silinder sirkular dengan jarak S/D kurang dari sama dengan 1,8 dapat meningkatkan torsi statis pada setiap sudut *blade angle* terutama pada jarak S/D 1,4 dan 1,6. Peningkatan torsi statis ini disebabkan oleh penurunan *pressure drag* pada sudu *returning*. Namun untuk jarak silinder sirkular S/D lebih dari 1,8 seperti pada gambar 2.14, nilai torsi statis turbin dengan silinder sirkular kurang lebih sama dengan turbin konvensional. Nilai torsi statis yang negatif memiliki arti bahwa turbin tidak memiliki kemampuan untuk *self-starting* atau berputar dengan sendirinya.



Gambar 2.13 Grafik torsi statis dengan fungsi *blade angle* untuk S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020)



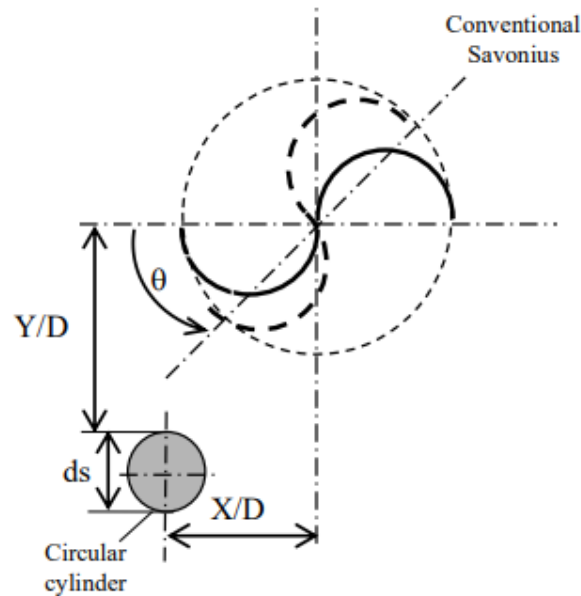
Gambar 2.14 Grafik torsi statis dengan fungsi *blade angle* untuk S/D 2,0 dan 2,2 (Triyogi, et al., 2020)

Dari penelitian di atas, dapat disimpulkan bahwa penempatan silinder sirkular pada sisi depan sudu *returning* dengan jarak S/D kurang dari sama dengan 1,8 bisa meningkatkan performa turbin angin Savonius. Namun penempatan silinder sirkular dengan jarak lebih dari 1,8 kurang efektif untuk peningkatan performa turbin angin Savonius.

2.11.2 Studi Numerik Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Samping Sudu *Advancing* dengan Variasi Diameter Silinder Sirkular

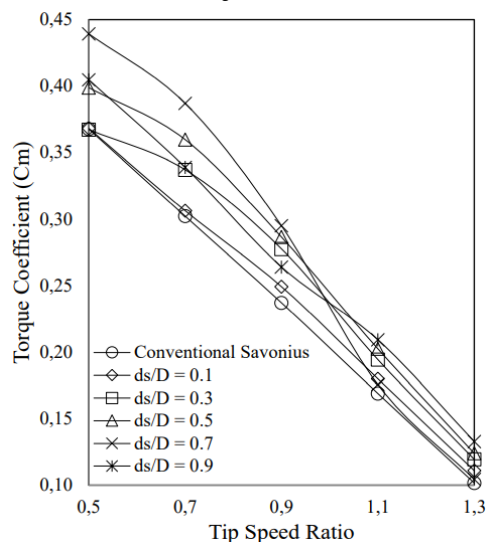
Penelitian yang dilakukan oleh Setiawan, et al. pada tahun 2019 memberikan silinder sirkular pada sisi samping sudu *advancing* untuk meneliti peningkatan performa turbin angin terhadap pengaruh pemberian silinder sirkular. Penelitian ini dilakukan secara

numerik dengan menggunakan *software* Gambit dan Fluent Ansys 17.0 untuk melakukan simulasi 2D. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan diameter silinder sirkular terhadap diameter turbin (d_s/D) sebesar 0,1; 0,3; 0,4; 0,7; dan 0,9 untuk $X/D = 0,5$ dan $Y/D = 0,7$ dengan konfigurasi yang dapat dilihat pada gambar 2.15. Kecepatan angin ditetapkan konstan sebesar 0,22 m/s dan diameter turbin angin Savonius sebesar 0,4 m.



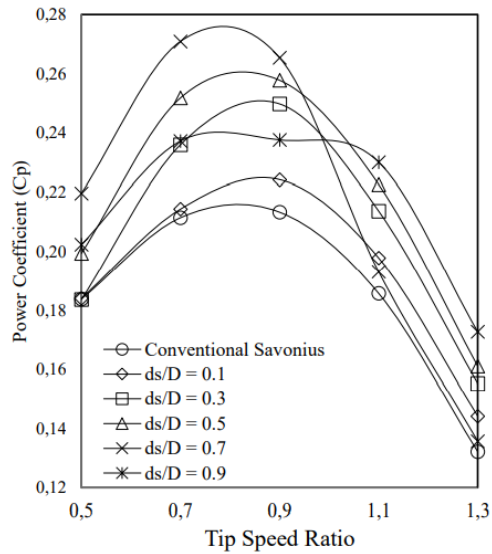
Gambar 2.15 Skema penelitian (Setiawan, et al., 2019)

Pada gambar 2.16 dapat dilihat bahwa koefisien torsi (C_m) meningkat untuk ukuran silinder sirkular d_s/D sebesar 0,7 pada *tip speed ratio* (TSR) sebesar 0,5 hingga 0,7, dan C_m juga akan meningkat untuk d_s/D sebesar 0,9 pada TSR 1,1 dan 1,3. Dibandingkan dengan turbin konvensional, penambahan silinder sirkular akan meningkatkan koefisien torsi dimana koefisien torsi maksimum terjadi ketika d_s/D sebesar 0,7.



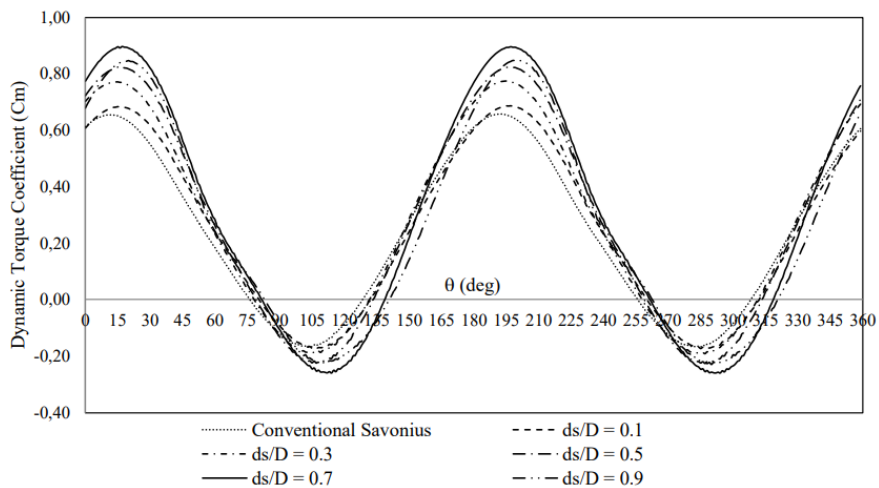
Gambar 2.16 Grafik koefisien torsi terhadap TSR (Setiawan, et al., 2019)

Sebanding dengan koefisien torsi, koefisien *power* juga akan meningkat seiring dengan peningkatan diameter silinder. Nilai koefisien *power* maksimum mencapai 28% pada d_s/D sebesar 0,7 dan TSR 0,7. Peningkatan nilai koefisien *power* terhadap ukuran diameter silinder sirkular d_s/D dapat dilihat pada gambar 2.17.



Gambar 2.17 Grafik koefisien *power* terhadap TSR (Setiawan, et al., 2019)

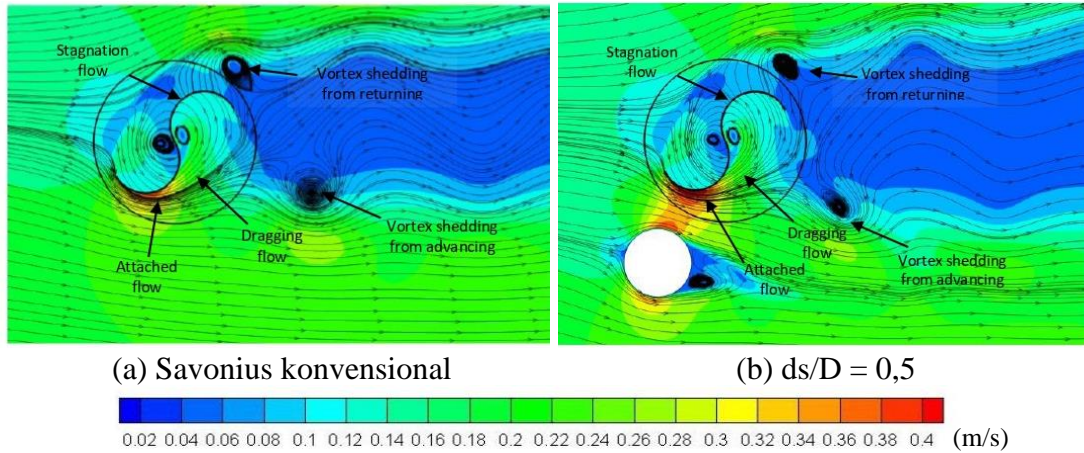
Gambar 2.18 memberikan grafik koefisien torsi dinamis terhadap sudut *blade angle*. Cara memperoleh torsi dinamis pada penelitian kali ini sama seperti perolehan torsi statis pada penelitian yang lain. Dapat dilihat bahwa puncak koefisien torsi dinamis meningkat seiring dengan meningkatnya diameter silinder sirkular ds/D . Pada sudut 0 hingga 30 derajat, peningkatan koefisien torsi dinamis terjadi pada seluruh diameter silinder sirkular ds/D , namun pada sudut 30 hingga 120 derajat, peningkatan koefisien torsi dinamis terbaik didapatkan ketika diameter silinder sirkular ds/D sebesar 0,7 dan 0,9. Untuk *range* sudut 120 hingga 195 derajat, koefisien torsi dinamis maksimum diraih ketika diameter silinder sirkular ds/D sebesar 0,7. Secara keseluruhan, nilai koefisien torsi dinamis maksimum diprediksikan terjadi pada diameter silinder sirkular ds/D sebesar 0,7.



Gambar 2.18 Grafik koefisien torsi dinamis terhadap *blade angle* (Setiawan, et al., 2019)

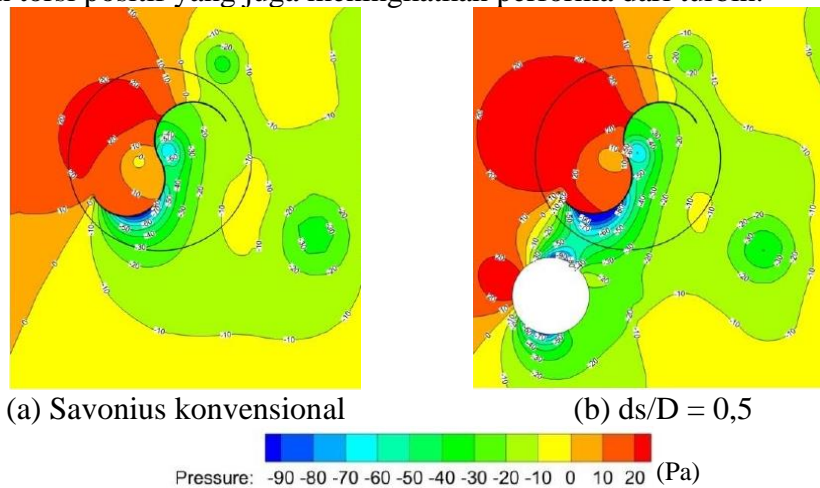
Penelitian kali ini juga mendapatkan bentuk kontur kecepatan yang mengalir pada turbin yang ditunjukkan pada gambar 2.19. Terlihat bahwa aliran yang terjadi pada turbin angin Savonius adalah *stagnation flow*, *attached flow*, *dragging flow*, *vortex* yang berasal dari sudu *returning*, dan *vortex* yang berasal dari sudu *advancing*. Celah yang terbentuk di antara sudu turbin dan silinder sirkular akan menyebabkan kecepatan aliran meningkat. Dengan kata lain, peningkatan kecepatan akan meningkatkan momentum aliran di antara silinder sirkular dan sudu turbin. Terjadinya *attached flow* ditunjukkan dengan adanya

peningkatan kecepatan dan selalu terjadi pada sisi cembung/bagian belakang sudu *advancing*. Kecepatan pada area *attached flow* dapat menyebabkan penurunan tekanan pada sudu *advancing*, namun hal itu akan meningkatkan torsi positif dan meningkatkan performa dari turbin. Peningkatan performa maksimum diperkirakan terjadi pada diameter silinder sirkular ds/D sebesar 0,7.



Gambar 2.19 Kontur kecepatan aliran pada turbin (Setiawan, et al., 2019)

Pada gambar 2.20 ditunjukkan kontur tekanan pada berbagai diameter silinder sirkular. Daerah terjadinya *attached flow* menunjukkan adanya perubahan tekanan yang mana penurunan tekanan terjadi pada daerah ini. Hal ini menunjukkan bahwa silinder sirkular dapat menyebabkan penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sisi cembung/belakang sudu *advancing*. Penurunan tekanan ini akan menyebabkan peningkatan torsi positif yang juga meningkatkan performa dari turbin.

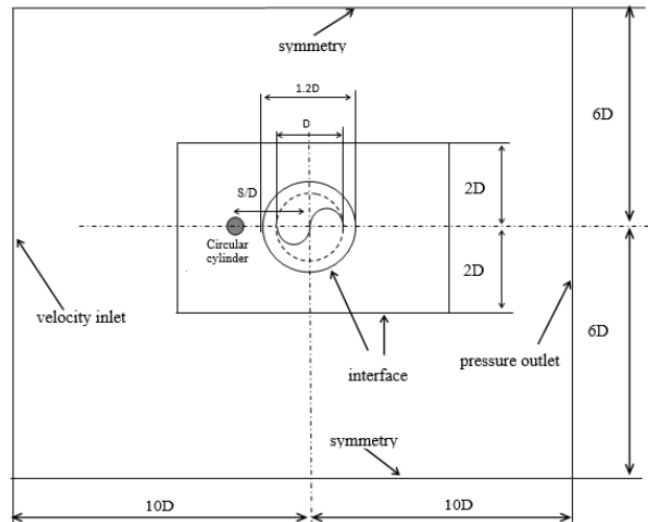


Gambar 2.20 Kontur tekanan statis aliran pada turbin (Setiawan, et al., 2019)

Dapat disimpulkan dari penelitian ini, bahwa penempatan silinder sirkular pada sisi samping sudu *advancing* pada jarak X/D sebesar 0,5 dan Y/D sebesar 0,7 dengan variasi diameter silinder sirkular dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Peletakan silinder sirkular pada sisi samping sudu *advancing* akan memicu terbentuknya *attached flow* pada sisi cembung sudu *advancing* dan memberikan nilai *pressure drop* yang lebih besar. Hal ini akan meningkatkan nilai torsi positif dan meningkatkan performa dari turbin.

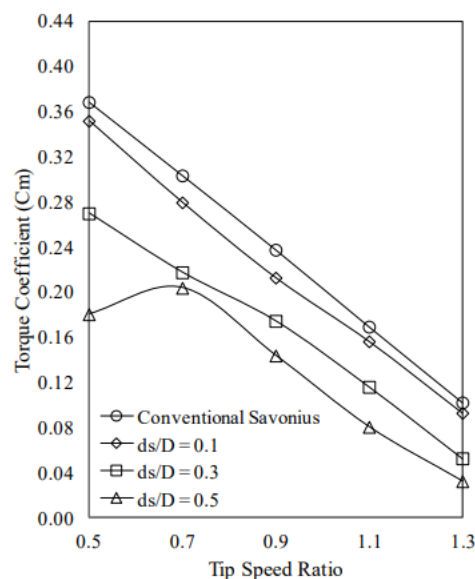
2.11.3 Studi Numerik Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Depan Turbin dengan Variasi Diameter Silinder Sirkular

Penelitian yang dilakukan oleh Setiawan, et al. pada tahun 2020 meneliti pengaruh dari penempatan silinder sirkular di sisi depan turbin Savonius terhadap performanya. Penelitian ini menempatkan silinder sirkular pada *stagger angle* 0 derajat dengan variasi diameter silinder sirkular terhadap diameter turbin (ds/D) sebesar 0,1; 0,3; dan 0,5. Simulasi untuk penelitian dilakukan secara numerik dengan menggunakan *software* ANSYS 17.0 dan Gambit 2.2.30 untuk mengetahui koefisien torsi (C_m) dan koefisien *power* (C_p). *Domain* simulasi yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.21. Variasi TSR yang digunakan sebesar 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; dan 1,2.



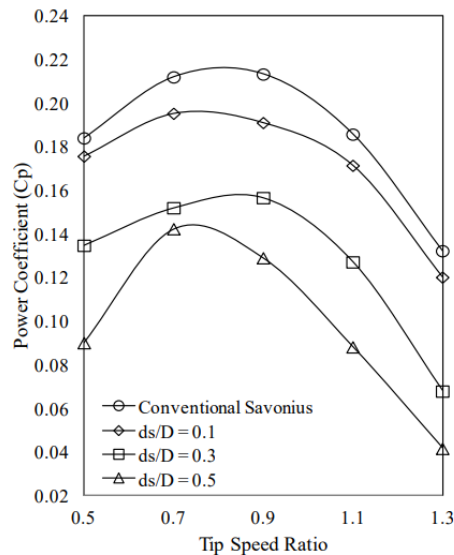
Gambar 2.21 *Domain* simulasi (Setiawan, et al., 2020)

Pada gambar 2.22 ditunjukkan grafik koefisien torsi (C_m) dengan fungsi TSR. Tren dari koefisien torsi terus menurun seiring dengan pertambahan TSR yang berarti peningkatan diameter silinder sirkular (ds/D) akan menurunkan koefisien torsi dari turbin. Koefisien torsi akan cenderung menurun untuk semua variasi diameter (ds/D), namun untuk variasi ds/D 0,5 koefisien torsi meningkat hingga TSR bernilai 0,7 kemudian berangsur – angsur menurun.



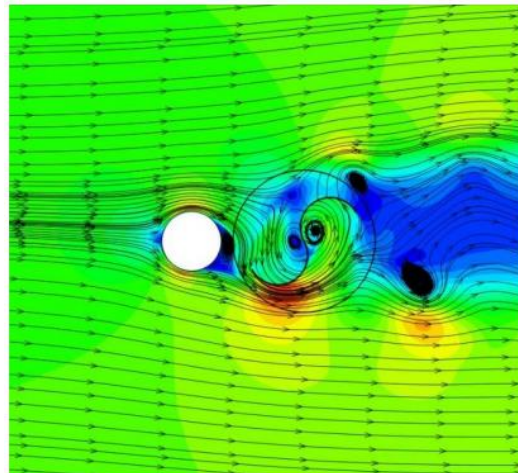
Gambar 2.22 Koefisien torsi dengan fungsi TSR (Setiawan, et al., 2020)

Koefisien *power* dengan fungsi TSR yang menunjukkan performa turbin dapat dilihat pada gambar 2.23. Dapat dilihat bahwa turbin dengan variasi silinder sirkular memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan turbin konvensional. Penurunan performa terjadi pada seluruh variasi diameter (ds/D) dan performa turbin semakin rendah seiring dengan peningkatan diameter silinder. Penurunan ini terjadi karena aliran fluida yang bergerak menuju turbin terhalang dengan adanya penambahan silinder sirkular. Semakin besar diameter silinder sirkular yang terpasang, maka aliran fluida akan semakin terhalang.



Gambar 2.23 Koefisien power dengan fungsi TSR (Setiawan, et al., 2020)

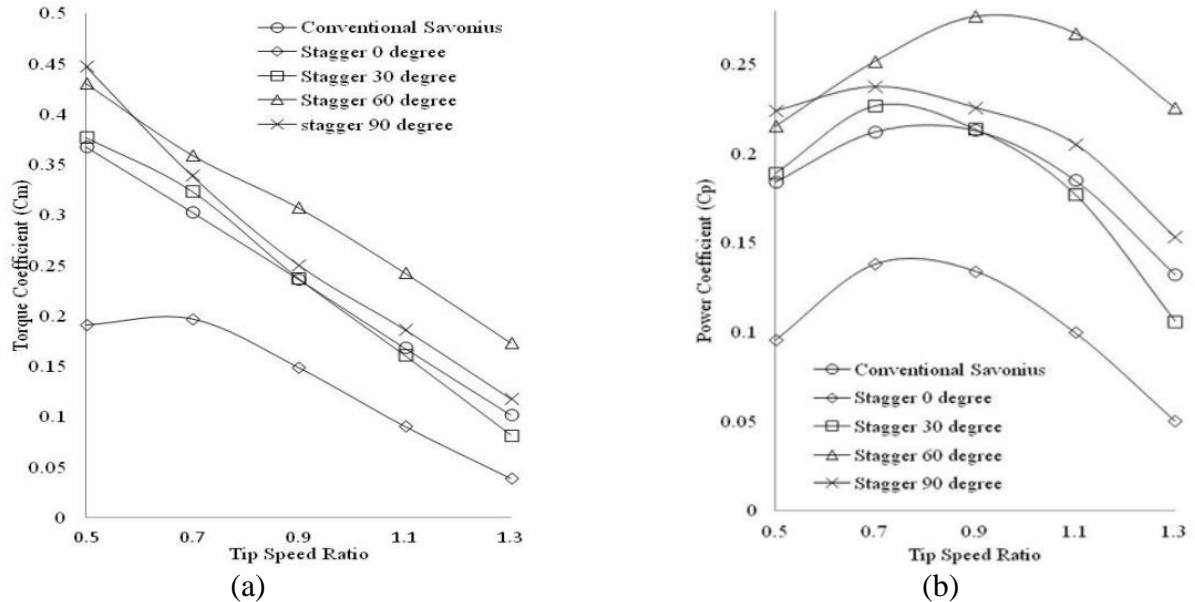
Pada gambar 2.24, ditunjukkan kontur kecepatan aliran fluida yang mengalir pada turbin angin dengan diameter silinder ds/D sebesar 0,5. Terlihat bahwa terbentuk *wake* pada sisi belakang silinder yang menghalangi aliran yang menuju sudu *advancing*, sementara aliran yang menuju sudu *returning* tidak terhalang. Aliran fluida yang terhalang menuju sudu *advancing* turbin akan menurunkan *pressure drag* dan mengurangi torsi positif. Hal ini akan menurunkan performa dari turbin. Semakin besar diameter silinder sirkular yang terpasang, maka performa dari turbin akan semakin menurun, hal ini terjadi karena semakin besar diameter maka aliran yang terhalang akan semakin banyak.



Gambar 2.24 Kontur kecepatan untuk variasi ds/D 0,5 (Setiawan, et al., 2020)

Dapat disimpulkan dari penelitian kali ini, bahwa peletakan silinder sirkular pada *stagger angle* 0 derajat akan mengurangi performa dari turbin angin Savonius. Dengan

nilai C_p turbin konvensional dengan nilai C_p maksimum terjadi saat TSR bernilai 0,9. Untuk silinder sirkular dengan *stagger angle* 90 derajat, memiliki performa yang lebih baik dibandingkan dengan turbin konvensional namun jika dibandingkan dengan variasi *stagger angle* 60 derajat masih lebih rendah.



Gambar 2.26 Performa turbin Savonius untuk koefisien torsi (C_m) (a) dan koefisien *power* (C_p) (b) terhadap *tip speed ratio* (TSR) (Setiawan, et al., 2019)

Silinder sirkular dengan *stagger angle* 60 derajat memiliki karakteristik paling baik dibandingkan dengan seluruh variasi *stagger angle* lainnya, yang berarti memiliki performa yang lebih baik dibandingkan dengan variasi lainnya. Silinder sirkular dengan *stagger angle* 0 derajat memiliki koefisien *power* yang paling rendah dibandingkan dengan variasi lain, hal ini terjadi karena peletakan silinder sirkular pada *stagger angle* 0 derajat sama dengan menghalangi aliran yang mengalir menuju turbin, sehingga silinder sirkular akan mengurangi momentum aliran dan mengurangi performa dari turbin Savonius. Koefisien *power* maksimum rata – rata terjadi pada saat TSR bernilai 0,7. Ketika *stagger angle* sebesar 30 derajat, nilai C_p maksimum akan tercapai saat TSR bernilai kurang dari 0,9 dan C_p berangsur – angsur berkurang ketika TSR bernilai lebih dari 0,9. Jika *stagger angle* ditingkatkan menjadi 60 derajat, C_p maksimum akan tercapai ketika TSR bernilai 0,9 dengan nilai C_p sebesar 0,276. Sedangkan, ketika nilai *stagger angle* ditingkatkan menjadi 90 derajat, nilai C_p akan berkurang dan berangsur – angsur mendekati nilai C_p turbin konvensional.

Tabel 2.2 Nilai C_p maksimum untuk variasi *stagger angle* (Setiawan, et al., 2019)

Variation	Peak C_p	Corresponding TSR	C_p Gain (%) relative to conventional Savonius
Savonius conventional	0.213	0.9	0
0 degree	0.138	0.7	-35.21
30 degree	0.227	0.7	6.40
60 degree	0.276	0.9	29.84
90 degree	0.237	0.7	11.52

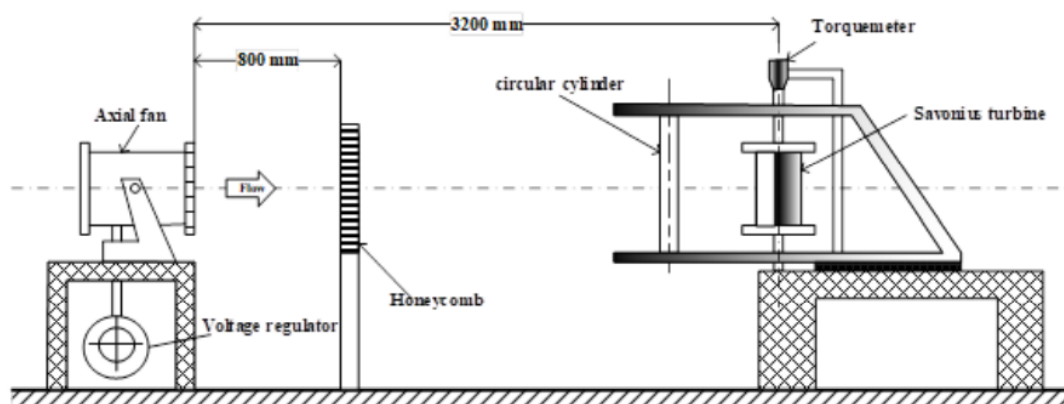
Nilai maksimum C_p untuk turbin dengan variasi silinder sirkular dibandingkan dengan turbin konvensional disajikan pada tabel 2.2. Nilai maksimum C_p didapatkan sebesar 0,276 untuk variasi *stagger angle* sebesar 60 derajat pada TSR sebesar 0,9 dengan peningkatan C_p sebesar 29,84% dibandingkan dengan turbin konvensional. Pada *stagger angle* 0 derajat, peningkatan C_p yang terjadi sebesar -35,21%, hal ini menunjukkan bahwa terjadi hal yang tidak diprediksikan, yaitu dengan pemberian silinder sirkular diharapkan performa dari turbin Savonius akan bertambah.

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa, peletakan silinder sirkular pada sisi depan sudu *returning* dengan variasi *stagger angle* dapat meningkatkan performa dari turbin jika diletakkan pada *stagger angle* yang tepat. Didapatkan bahwa, koefisien *power* maksimum terjadi ketika *stagger angle* bernilai 60 derajat dengan peningkatan C_p sebesar 29,84% pada TSR sebesar 0,9.

2.11.5 Studi Eksperimen Peningkatan Kemampuan *Self-Starting* dengan Peletakan Silinder Sirkular pada Sisi Depan Sudu *Returning*

Penelitian dilakukan oleh Triyogi, et al. pada tahun 2020 dengan memvariasikan jarak peletakan silinder sirkular pada sisi depan sudu *returning* untuk meneliti kemampuan *self-starting* pada turbin angin Savonius. Penelitian dilakukan menggunakan turbin yang terbuat dari PVC dengan diameter (D) sebesar 167 mm, tinggi (H) sebesar 298 mm, dan ketebalan (t) sebesar 3 mm. *Shaft* turbin berupa silinder pejal dengan diameter (b) sebesar 19 mm yang membuat turbin relatif lebih berat dan memiliki momen inersia yang lebih besar, sehingga turbin relatif lebih sulit untuk berputar dan membutuhkan gaya untuk dapat berputar. Konfigurasi seperti ini cocok untuk melakukan penelitian mengenai kemampuan *self-starting*. Silinder sirkular yang digunakan juga terbuat dari PVC dengan tinggi (h) sebesar 500 mm dan diameter (d) sebesar 83 mm, sehingga rasio diameter silinder sirkular dengan diameter sudu (d/D) sebesar 0,5. Variasi jarak (S/D) yang digunakan sebesar $1,2 \leq S/D \leq 2,6$ dan variasi kecepatan aliran udara 3,8 m/s, 7 m/s, dan 9 m/s yang berarti variasi bilangan Reynolds sebesar 74.000, 136.000, dan 175.000.

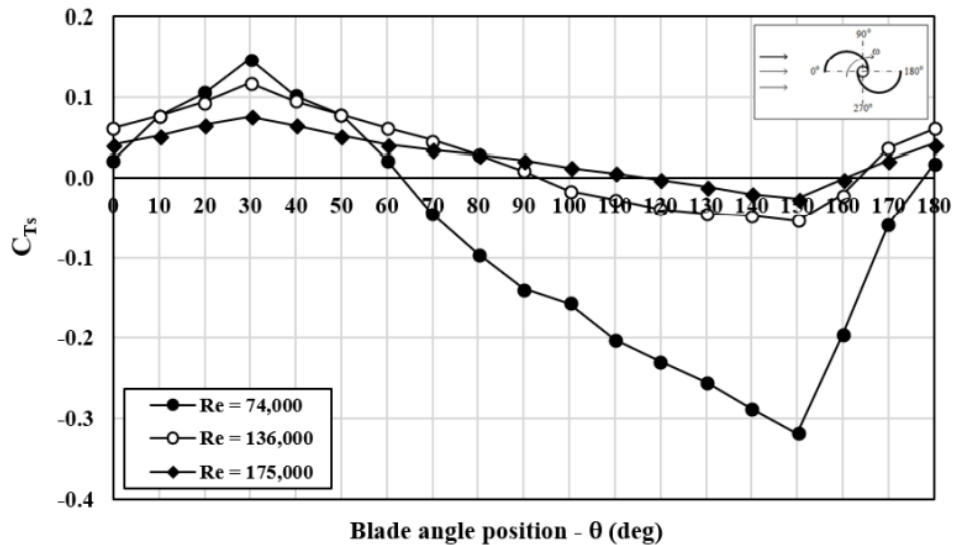
Skema untuk penelitian ditampilkan pada gambar 2.27, dimana turbin diletakkan 3200 mm di depan *axial fan* dengan peletakan *honeycomb* 800 mm di depan *axial fan*. Peletakan *honeycomb* digunakan untuk menjaga aliran tetap uniform. Pengukuran jarak S dilakukan mulai dari sumbu turbin sampai sumbu silinder sirkular. Torsi statis dihitung menggunakan *torquemeter* yang dipasang pada *shaft* turbin.



Gambar 2.27 Skema penelitian (Triyogi, et al., 2020)

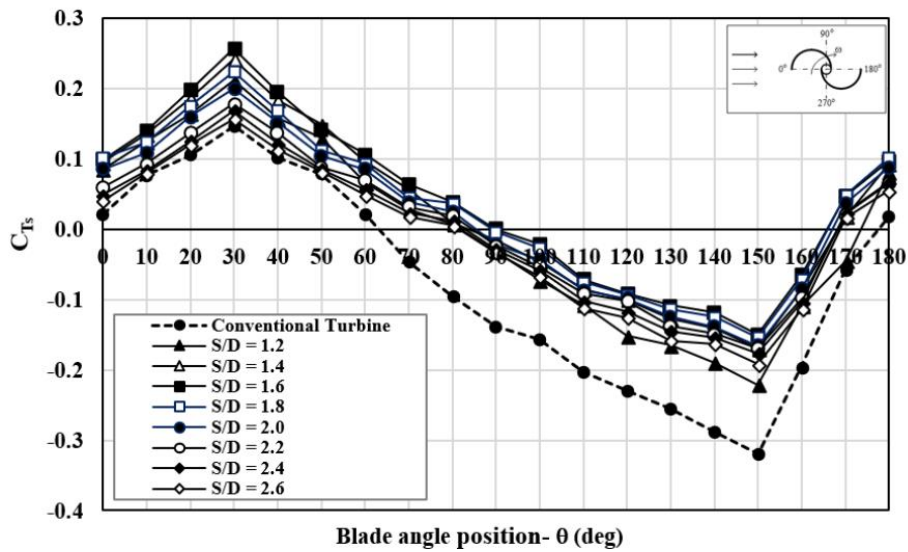
Setelah dilakukan eksperimen, didapatkan grafik koefisien torsi statis terhadap *blade angle* untuk turbin konvensional tanpa silinder sirkular yang disajikan pada gambar

2.28 dengan bilangan Reynolds 74.000, 136.000, dan 175.000. Grafik ini menunjukkan bahwa tren ketiga bilangan Reynolds cenderung sama, dimana torsi statis maksimum terjadi ketika *blade angle* 30° dan torsi statis minimum terjadi ketika *blade angle* 150°. Torsi negatif juga selalu terjadi pada ketiga bilangan Reynolds, yang berarti gaya *drag* yang terjadi pada sudu *returning* lebih besar daripada gaya *drag* pada sudu *advancing*, dan menyebabkan turbin berotasi berlawanan arah atau terjadinya kehilangan kemampuan *self-starting*. Gambar 2.28 juga menunjukkan bahwa semakin besar bilangan Reynolds, maka semakin besar area torsi statis negatif. Area torsi statis negatif berada pada sekitar $60^\circ < \theta < 180^\circ$ untuk bilangan Reynolds 74.000, $90^\circ < \theta < 170^\circ$ untuk bilangan Reynolds 136.000, dan $120^\circ < \theta < 160^\circ$ untuk bilangan Reynolds 175.000.



Gambar 2.28 Grafik koefisien torsi statis terhadap *blade angle* untuk bilangan Reynolds 74.000, 136.000, dan 175.000 (Triyogi, et al., 2020)

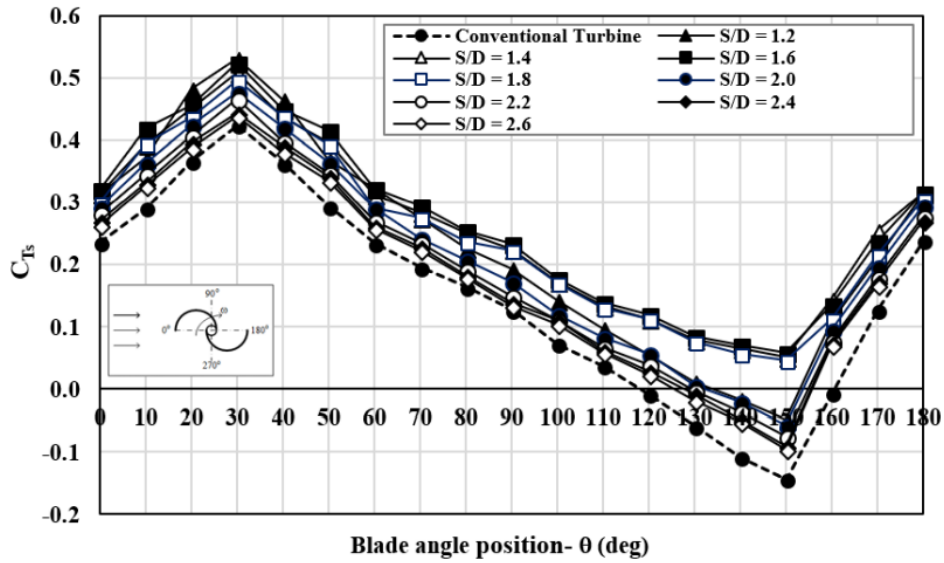
Pada gambar 2.29 ditunjukkan grafik koefisien torsi statis untuk turbin dengan silinder sirkular yang ditempatkan pada $S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4;$ dan $2,6$ untuk bilangan Reynolds sebesar 74.000. Dapat dilihat bahwa setelah pemasangan silinder sirkular, daerah torsi statis negatif menjadi lebih sempit, yang awalnya berada pada sekitar $60^\circ < \theta < 180^\circ$ menjadi sekitar $80^\circ < \theta < 170^\circ$. Dapat diketahui bahwa turbin tetap tidak memiliki kemampuan *self-starting* pada *range blade angle* tersebut. Hal ini bisa terjadi karena bilangan Reynolds yang rendah yang berarti kecepatan angin yang juga rendah, sehingga energi yang diterima turbin kecil dan membuat turbin sulit untuk berotasi.



Gambar 2.29 Grafik torsi statis terhadap *blade angle* dengan $S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; \text{ dan } 2,6$ untuk bilangan Reynolds sebesar 74.000 (Triyogi, et al., 2020)

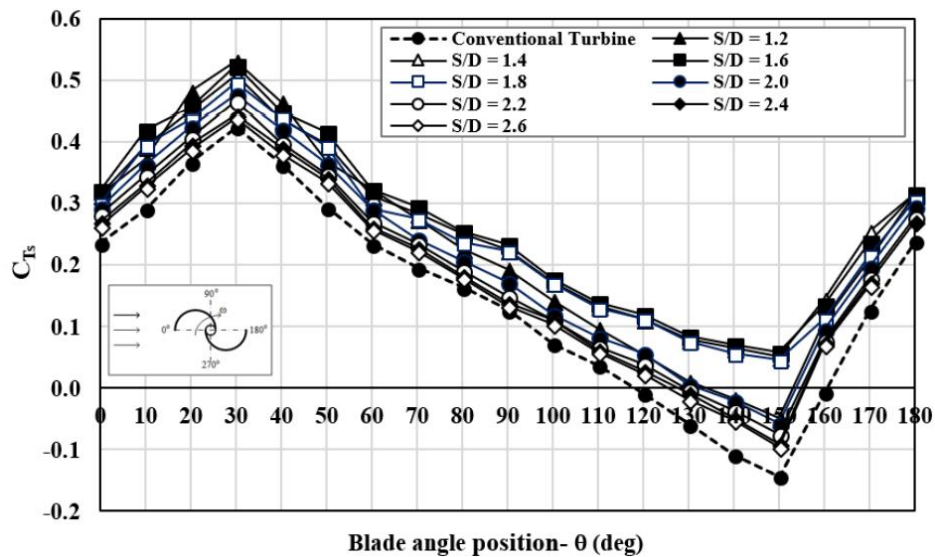
Pada gambar 2.30 ditunjukkan grafik koefisien torsi statis untuk turbin dengan penempatan silinder sirkular bervariasi jarak S/D dengan bilangan Reynolds sebesar 136.000. Terlihat bahwa pada turbin dengan penempatan silinder sirkular pada jarak $1,4 \leq S/D \leq 1,8$ tidak memiliki area torsi statis negatif untuk seluruh nilai *blade angle*. Hal ini berarti penempatan silinder sirkular dengan jarak $1,4 \leq S/D \leq 1,8$ efektif untuk menimbulkan kemampuan *self-starting* pada turbin. Dengan adanya penempatan silinder sirkular pada sisi depan sudu *returning*, gaya *drag* yang terjadi pada sudu *returning* akan berkurang dan memiliki nilai yang lebih kecil dibandingkan dengan gaya *drag* pada sudu *advancing*, sehingga menimbulkan torsi positif. Penurunan gaya *drag* pada sudu *returning* terjadi karena penurunan tekanan pada area di antara sudu *returning* dan silinder sirkular, dan tekanan pada sisi belakang sudu *returning* meningkat, sehingga perbedaan tekanan pada sudu *returning* mengecil dan *pressure drag* pada sudu *returning* juga mengecil. *Shear layer* pada silinder sirkular juga bergerak mengenai permukaan sudu *returning* yang menyebabkan percepatan transisi *boundary layer* dari laminar menuju turbulen. Hal ini menyebabkan titik separasi tertunda dan *wake* yang terbentuk menyempit, sehingga gaya *drag* pada sudu *returning* mengecil.

Namun, ketika silinder sirkular diletakkan pada jarak $S/D = 1,2$ dan $S/D > 1,8$, turbin masih memiliki torsi statis negatif pada area sekitar $130^\circ < \theta < 160^\circ$ walaupun area tersebut lebih sempit dibandingkan dengan tanpa pemasangan silinder sirkular. Ketika silinder dipasang pada jarak S/D sebesar 1,2, silinder tersebut terlalu dekat dengan turbin sehingga tidak mampu untuk meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin. Hal ini terjadi karena jarak yang terlalu sempit, daerah dengan tekanan yang kecil terlalu sempit dan tidak memiliki pengaruh untuk mengurangi *pressure drag* yang terjadi pada sudu *returning*. Ketika silinder ditempatkan terlalu jauh dari turbin ($S/D > 1,8$), penempatan silinder menjadi tidak terlalu berarti terhadap peningkatan performa turbin.



Gambar 2.30 Grafik torsi statis terhadap blade angle dengan S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; dan 2,6 untuk bilangan Reynolds sebesar 136.000 (Triyogi, et al., 2020)

Pada gambar 2.31 ditunjukkan grafik koefisien torsi statis untuk turbin dengan penempatan silinder sirkular bervariasi jarak S/D dengan bilangan Reynolds sebesar 175.000. Performa dari turbin tidak jauh berbeda dengan bilangan Reynolds 136.000 bahkan area torsi statis negatif sedikit lebih luas, menjadi sekitar $130^\circ < \theta < 160^\circ$. Dengan penempatan silinder sirkular pada seluruh nilai bilangan Reynolds, dapat diketahui bahwa performa dari turbin akan meningkat, hal ini dibuktikan dengan kemampuan *self-starting* yang dimiliki oleh turbin.



Gambar 2.31 Grafik torsi statis terhadap blade angle dengan S/D = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,4; dan 2,6 untuk bilangan Reynolds sebesar 175.000 (Triyogi, et al., 2020)

Dari penelitian di atas dapat disimpulkan bahwa penempatan silinder sirkular pada sisi depan sudu *returning* dapat meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin pada seluruh nilai bilangan Reynolds. Hal ini dapat diketahui dengan semakin mengecilnya daerah torsi statis negatif pada grafik torsi statis terhadap *blade angle* yang telah disajikan. Jarak optimum untuk meletakkan silinder sirkular agar tercapai torsi statis positif pada

seluruh nilai *blade angle* adalah pada $1,4 \leq S/D \leq 1,8$ dengan $S/D = 1,6$ menjadi jarak paling efektif untuk meningkatkan kemampuan *self-starting* turbin. Penempatan silinder pada jarak $S/D = 1,2$ dan $S/D > 1,8$ dinilai kurang efektif karena tidak memiliki efek yang signifikan terhadap performa dari turbin.

2.11.6 Perbandingan Penelitian

Setelah dijabarkan penelitian – penelitian yang sebelumnya telah dilakukan, didapatkan perbandingan penelitian yang telah dilakukan dan penelitian yang akan dilakukan oleh penulis dan dijabarkan pada tabel berikut:

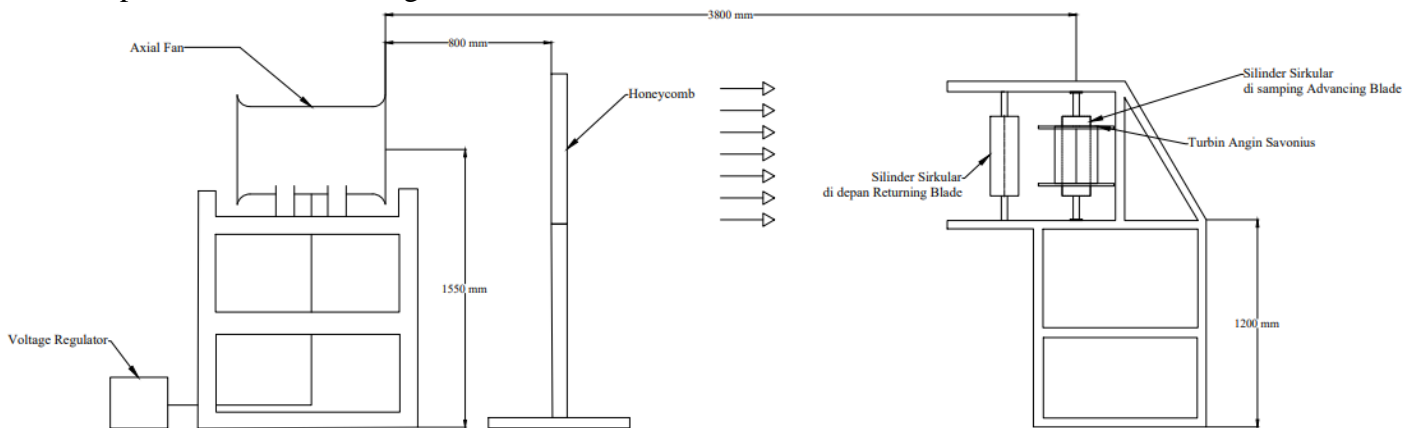
Tabel 2.3 Perbandingan Penelitian

Pembanding	Triyogi et al. (2020)	Setiawan et al. (2019)	Setiawan et al. (2020)	Setiawan et al. (2019)	Triyogi et al. (2020)	Dhau (2022)
Metode Penelitian	Eksperimental	Numerik	Numerik	Numerik	Eksperimental	Eksperimental
Aliran	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal	Eksternal
Variabel Tetap	U, d/D	U, X/D, Y/D	D	ds/D, S/D, U	d/D	d/D
Variabel Kontrol	S/D	ds/D	ds/D, TSR	<i>Stagger angle</i> , TSR	S/D, U	S/D, Y/D, U
Posisi Silinder Pengganggu	Depan sudu <i>returning</i>	Samping sudu <i>advancing</i>	Depan turbin	Depan sudu <i>returning</i>	Depan sudu <i>returning</i>	Depan sudu <i>returning</i> dan samping sudu <i>advancing</i>

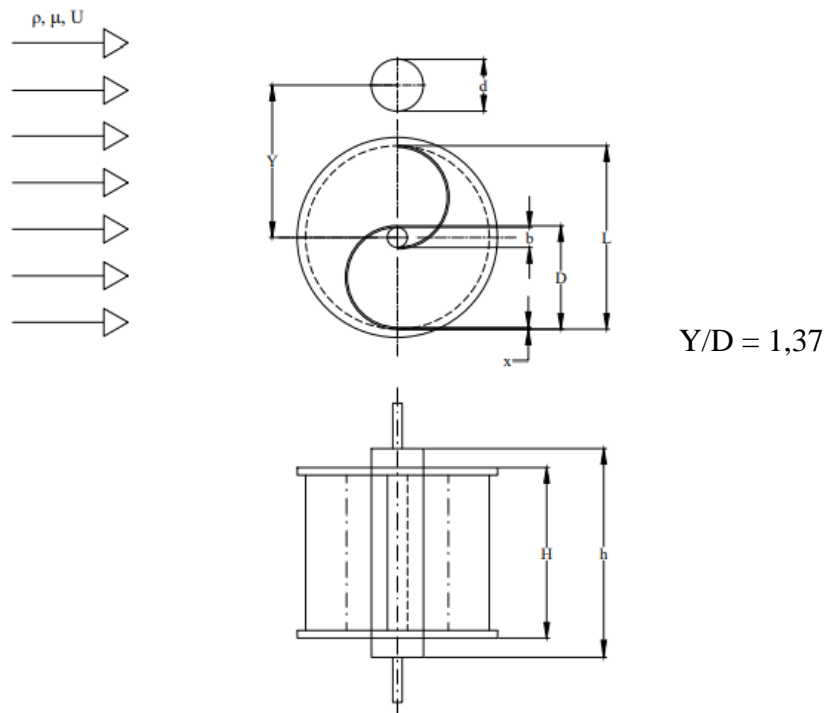
BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Analisis Dimensi Parameter

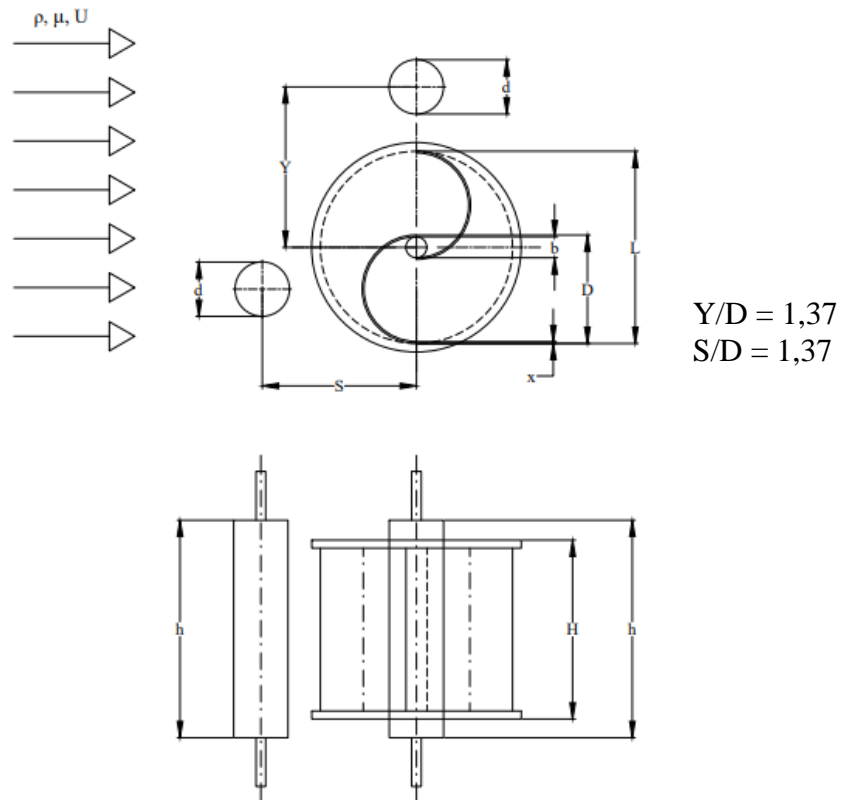
Pada penelitian kali ini diperlukan analisis dimensi untuk mengetahui parameter – parameter yang berpengaruh pada penelitian. Parameter – parameter tersebut adalah kecepatan udara (U), massa jenis udara (ρ), viskositas dinamik udara (μ), kecepatan putaran sudu turbin (ω), diameter silinder pengganggu (d), diameter sudu turbin (D), diameter poros turbin (b), tinggi turbin (H), panjang silinder pengganggu (h), jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang searah dengan datangnya angin (S), jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang tegak lurus dengan datangnya angin (Y). Pada gambar 3.1 disajikan skema penelitian, pada gambar 3.2 disajikan skema penelitian dan parameter untuk konfigurasi pertama, dan pada gambar 3.3 disajikan skema penelitian dan parameter untuk konfigurasi kedua.



Gambar 3.1 Skema Penelitian



Gambar 3.2 Skema penelitian dan parameter untuk konfigurasi pertama



Gambar 3.3 Skema penelitian dan parameter untuk konfigurasi kedua

Dimana:

U : kecepatan aliran udara (m/s)

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

μ : viskositas fluida (N.s/m^2)

ω : kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)

d : diameter silinder pengganggu (m)

D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)

b : diameter poros turbin angin Savonius (m)

H : tinggi turbin angin Savonius (m)

h : tinggi silinder pengganggu (m)

S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang searah dengan datangnya angin (m)

Y : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang tegak lurus dengan datangnya angin (m)

Penelitian dilakukan dengan d/D sebesar 0,5; S/D sebesar 1,37; dan Y/D sebesar 1,37.

3.2 Analisis Dimensi *Coefficient of Power* (CoP)

Analisis dimensi digunakan untuk mengetahui parameter – parameter yang berpengaruh terhadap karakteristik aliran yang melewati turbin angin Savonius. Metode analisis yang digunakan dalam analisis dimensi *coefficient of power* adalah *Buckingham Phi Theorm*. Adapun langkah – langkah yang dilakukan untuk menentukan analisis dimensi adalah sebagai berikut:

1. Menentukan parameter – parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f(\rho, \mu, U, H, h, D, d, b, S, Y, \omega)$$

Jumlah parameter (n) = 12, dimana

P : *power* (Watt)

- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- μ : viskositas fluida (N.s/ m^2)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)
- H : tinggi turbin angin Savonius (m)
- h : tinggi silinder pengganggu (m)
- D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- d : diameter silinder pengganggu (m)
- b : diameter poros turbin angin Savonius (m)
- S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang searah dengan datangnya angin (m)
- Y : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang tegak lurus dengan datangnya angin (m)
- ω : kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis. Dipilih dimensi M, L, T
3. Membuat tabel dimensi primer dari parameter – parameter yang dipilih seperti yang disajikan pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 Dimensi primer dari setiap parameter

Parameter	P	ρ	μ	U	H	h	D	d	b	S	Y	ω
Dimensi	$\frac{ML^2}{T^3}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{LT}$	$\frac{L}{T}$	L	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{T}$

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan, yaitu: ρ, U, D .
Jumlah parameter berulang (m) = $r = 3$
5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = $n-m = 12-3 = 9$.

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D}$$

$$\pi_3 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{h}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{Y}{D}$$

$$\pi_9 = \frac{\omega D}{U}$$

Setelah dilakukan analisa dimensi, didapatkan grup tidak berdimensi sebagai berikut:

$\pi_1 = \text{Coefficient of Power (CoP)}$

$\pi_2 = \text{bilangan Reynolds (Re)}$

$\pi_3 = \text{rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius}$

- π_4 = rasio tinggi silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin Savonius
- π_5 = rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin Savonius
- π_6 = rasio diameter poros turbin angin Savonius diameter sudu turbin angin Savonius
- π_7 = rasio jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat turbin yang searah datangnya angin dengan diameter turbin angin Savonius
- π_8 = rasio jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat turbin yang tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter turbin angin Savonius
- π_9 = tip speed ratio (λ)

Grup tidak berdimensi di atas dapat dihubungkan menjadi persamaan:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9)$$

atau,

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{S}{D}, \frac{Y}{D}, \frac{\omega D}{U} \right)$$

Pada penelitian kali ini, variabel $\frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{Y}{D}$ ditetapkan sebagai variabel tetap untuk konfigurasi pertama, variabel $\frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{S}{D}, \frac{Y}{D}$ ditetapkan sebagai variabel tetap untuk konfigurasi kedua, dan variabel $\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U}$ ditetapkan sebagai variabel kontrol yang divariasikan untuk mengetahui pengaruh dari variabel tersebut terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin Savonius, sehingga dapat diketahui bahwa:

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_2 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U} \right)$$

D pada variabel di atas sebanding dengan L, dimana $L = 2D - 2X - b$, maka

$$\frac{P}{\rho U^3 D^2} = f_3 \left(\frac{\mu}{\rho U L}, \frac{\omega L}{U} \right)$$

atau,

$$CoP = f_4(Re, \lambda)$$

3.3 Analisis Dimensi *Coefficient of Moment* (C_M)

Analisis dimensi digunakan untuk mengetahui parameter – parameter yang berpengaruh terhadap karakteristik aliran yang melewati turbin angin Savonius. Metode analisis yang digunakan dalam analisis dimensi *coefficient of moment* adalah *Buckingham Phi Theorm*. Adapun langkah – langkah yang dilakukan untuk menentukan analisis dimensi adalah sebagai berikut:

1. Menentukan parameter – parameter yang mempengaruhi torsi

$$Tr = f(\rho, \mu, U, H, h, D, d, b, S, Y, \omega)$$

Jumlah parameter (n) = 12, dimana

Tr : torsi (N.m)

ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)

μ : viskositas fluida (N.s/m^2)

U : kecepatan aliran udara (m/s)

H : tinggi turbin angin Savonius (m)

h : tinggi silinder pengganggu (m)

D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d : diameter silinder pengganggu (m)

b : diameter poros turbin angin Savonius (m)

S : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang searah dengan datangnya angin (m)

- Y : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat turbin yang tegak lurus dengan datangnya angin (m)
 ω : kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)

- Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisis. Dipilih dimensi M, L, T
- Membuat tabel dimensi primer dari parameter – parameter yang dipilih seperti yang disajikan pada tabel 3.1.

Tabel 3.2 Dimensi primer dari setiap parameter

Parameter	T_r	ρ	μ	U	H	h	D	d	b	S	Y	ω
Dimensi	$\frac{ML^2}{T^2}$	$\frac{M}{L^3}$	$\frac{M}{LT}$	$\frac{L}{T}$	L	L	L	L	L	L	L	$\frac{1}{T}$

- Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan, yaitu: ρ, U, D .
 Jumlah parameter berulang (m) = r = 3
- Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = n-m = 12-3 = 9.

$$\pi_1 = \frac{T_r}{\rho U^3 D^2}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho U D}$$

$$\pi_3 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{h}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{Y}{D}$$

$$\pi_9 = \frac{\omega D}{U}$$

Setelah dilakukan analisa dimensi, didapatkan grup tidak berdimensi sebagai berikut:

$\pi_1 = \text{Coefficient of Moment } (C_M)$

$\pi_2 = \text{bilangan Reynolds (Re)}$

$\pi_3 = \text{rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin angin Savonius}$

$\pi_4 = \text{rasio tinggi silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin Savonius}$

$\pi_5 = \text{rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter sudu turbin angin Savonius}$

$\pi_6 = \text{rasio diameter poros turbin angin Savonius diameter sudu turbin angin Savonius}$

$\pi_7 = \text{rasio jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat turbin yang searah datangnya angin dengan diameter turbin angin Savonius}$

$\pi_8 = \text{rasio jarak antara pusat silinder pengganggu dan pusat turbin yang tegak lurus arah datangnya angin dengan diameter turbin angin Savonius}$

$\pi_9 = \text{tip speed ratio } (\lambda)$

Grup tidak berdimensi di atas dapat dihubungkan menjadi persamaan:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9)$$

atau,

$$\frac{T_r}{\rho U^3 D^2} = f_5 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{S}{D}, \frac{Y}{D}, \frac{\omega D}{U} \right)$$

Pada penelitian kali ini, variabel $\frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{Y}{D}$ ditetapkan sebagai variabel tetap untuk konfigurasi pertama, variabel $\frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{d}{D}, \frac{b}{D}, \frac{S}{D}, \frac{Y}{D}$ ditetapkan sebagai variabel tetap untuk konfigurasi kedua, dan variabel $\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U}$ ditetapkan sebagai variabel kontrol yang divariasikan untuk mengetahui pengaruh dari variabel tersebut terhadap *Coefficient of Moment* pada turbin angin Savonius, sehingga dapat diketahui bahwa:

$$\frac{T_r}{\rho U^3 D^2} = f_6 \left(\frac{\mu}{\rho U D}, \frac{\omega D}{U} \right)$$

D pada variabel di atas sebanding dengan L, dimana $L = 2D - 2X - b$, maka

$$\frac{T_r}{\rho U^3 D^2} = f_7 \left(\frac{\mu}{\rho U L}, \frac{\omega L}{U} \right)$$

atau,

$$C_m = f_8(Re, \lambda)$$

3.4 Peralatan yang Digunakan

Peralatan yang digunakan selama penelitian adalah sebagai berikut

3.4.1 Axial Fan dan Voltage Regulator

Pada penelitian kali ini, digunakan *axial fan* untuk menghasilkan kecepatan angin yang akan mengalir menuju turbin angin Savonius dan memutar sudu turbin. *Axial fan* seperti pada gambar 3.4 hanya dilengkapi dengan tombol *on/off*, sehingga diperlukan *voltage regulator* yang ditunjukkan pada gambar 3.5 untuk mengatur kecepatan angin yang keluar dari *axial fan* dengan cara mengatur voltase yang dibutuhkan oleh *axial fan*. *Axial fan* yang digunakan adalah CKE SPV-18 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada tabel 3.3, sedangkan *voltage regulator* yang digunakan adalah Model TDGC 2J-3 dengan spesifikasi pada tabel 3.4.



Gambar 3.4 Axial Fan CKE SPV-18

Tabel 3.3 Spesifikasi *Axial Fan* CKE SPV-18

<i>Axial Fan</i> CKE SPV-18	
Diameter	450 mm
RPM	2850
Tekanan Statis	520 Pa
<i>Air Flow</i>	125 m ³ /s
Tegangan	220 – 240 V
<i>Phase</i>	1



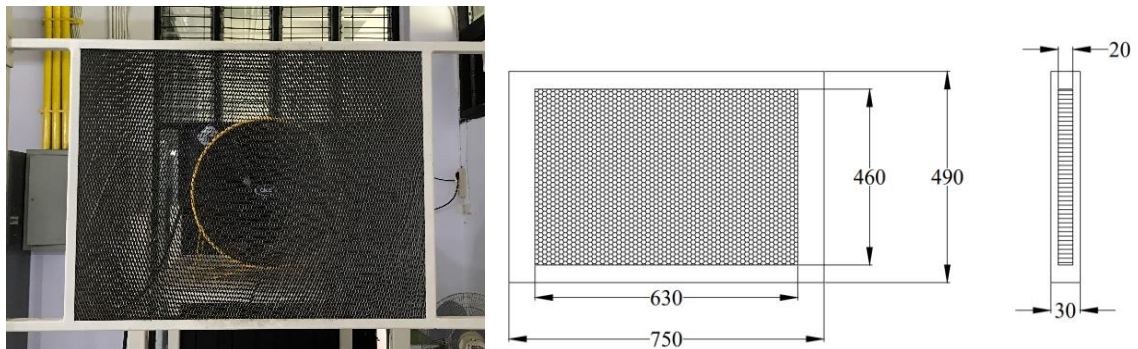
Gambar 3.5 *Voltage Regulator* TDGC 2J-3

Tabel 3.4 Spesifikasi *Voltage Regulator* TDGC 2J-3

<i>Voltage Regulator</i> TDGC 2J-3	
<i>Input</i>	110/120 V
<i>Output</i>	0 – 250 V
<i>Frequency</i>	50 – 60 Hz
Arus Maksimal	4,8/12 A
Kapasitas	3 KVA

3.4.2 *Honeycomb*

Untuk menjaga aliran udara tetap *uniform*, digunakan *honeycomb* yang berfungsi untuk menyeragamkan aliran udara yang keluar dari *axial fan* menuju turbin angin Savonius. *Honeycomb* diletakkan di antara *axial fan* dan turbin angin Savonius. *Honeycomb* yang digunakan ditunjukkan pada gambar 3.6 (satuan dalam milimeter) dengan spesifikasi yang ditunjukkan tabel 3.5.



Gambar 3.6 *Honeycomb*

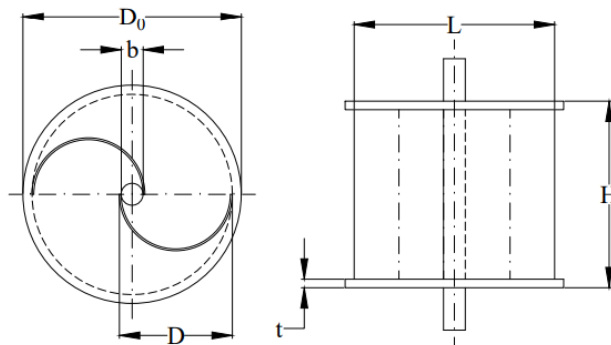
Tabel 3.5 Spesifikasi *Honeycomb*

<i>Honeycomb</i>	
Panjang <i>Honeycomb</i>	630 mm
Panjang <i>frame</i>	750 mm
Lebar <i>Honeycomb</i>	460 mm
Lebar <i>frame</i>	490 mm
Tebal <i>Honeycomb</i>	20 mm
Tebal <i>frame</i>	30 mm
Ukuran <i>meshing</i>	0,0248 lubang/mm ²

3.4.3 Turbin Angin Savonius

Pada penelitian kali ini, digunakan turbin angin Savonius seperti pada gambar 3.7 dengan spesifikasi sebagai berikut:

- Diameter sudu turbin (D) = 165,2 mm
- Diameter turbin (L) = 309 mm
- Diameter poros (b) = 19 mm
- Diameter *end plates* (D_0) = 320 mm
- Tinggi turbin (H) = 295 mm
- Tebal *end plates* (t) = 1 mm
- Tebal sudu turbin (X) = 3 mm
- Material sudu turbin = PVC
- Material *end plates* = Aluminium *cladding* 2024



Gambar 3.7 Turbin angin Savonius

3.4.4 Penyangga Turbin Angin Savonius

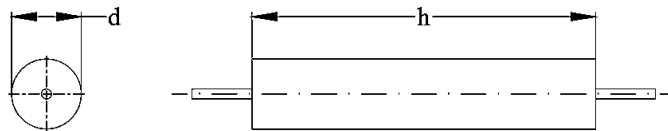
Penelitian ini menggunakan penyangga untuk meletakkan turbin angin Savonius serta silinder pengganggu. Penyangga turbin ditampilkan pada gambar 3.8.



Gambar 3.8 Penyangga turbin angin Savonius

3.4.5 Silinder Pengganggu

Penelitian ini menggunakan pengganggu berbentuk silinder yang berfungsi untuk mengurangi gaya *drag* pada sudu *returning* dan meningkatkan gaya *drag* pada sudu *advancing* seperti yang ditampilkan pada gambar 3.9 dan spesifikasi pada tabel 3.6.



Gambar 3.9 Silinder pengganggu

Tabel 3.6 Spesifikasi Silinder Pengganggu

Silinder Pengganggu	
Diameter silinder (d)	88,1 mm
Tinggi (h)	490 mm
Material silinder	PVC

3.4.6 Alat Ukur

Penelitian kali ini menggunakan beberapa alat ukur yang membantu untuk mendapatkan data nilai putaran serta torsi yang dihasilkan dari turbin angin Savonius.

3.4.6.1 Anemometer

Anemometer digunakan untuk mengukur besar kecepatan angin yang keluar dari *axial fan*. Anemometer yang digunakan dalam penelitian ini merupakan

anemometer digital Omega HHF141 seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.10 dan spesifikasi yang disajikan pada tabel 3.7.



Gambar 3.10 Anemometer

Tabel 3.7 Spesifikasi Anemometer

Anemometer		
<i>Range</i>	25 mm air probe	300 – 6800 FPM
	70 mm air probe	40 – 7800 FPM
Temperatur	Instrumen	0 – 50 °C
	Pemeriksaan	-20 – 100 °C
Akurasi	± 1,0% atau pembacaan 1 digit	
Resolusi	1 FPM atau 0,01 MPS	
Daya	3 baterai alkaline AA	
<i>Output</i>	USB atau 0 – 5 V DC	

3.4.6.2 *Torquemeter*

Torquemeter merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur nilai torsi dari suatu benda. *Torquemeter* yang digunakan dalam penelitian kali ini adalah *torquemeter* digital LUTRON model TQ-8800 seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.11 dan spesifikasi yang disajikan pada tabel 3.8.



Gambar 3.11 *Torquemeter*

Tabel 3.8 Spesifikasi *Torquemeter*

<i>Torquemeter</i>	
Range Maksimum	15 kg.cm
Resolusi Tinggi	0,01 kg.cm
Resolusi Rendah	0,1 kg.cm
Overload Protection Range	22,5 kgf.cm

3.4.6.3 *Tachometer*

Tachometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari suatu benda. Pada penelitian ini, *tachometer* yang digunakan adalah *tachometer* digital OMEGA seri HHT23 yang ditampilkan pada gambar 3.12 dengan spesifikasi yang disajikan pada tabel 3.9.



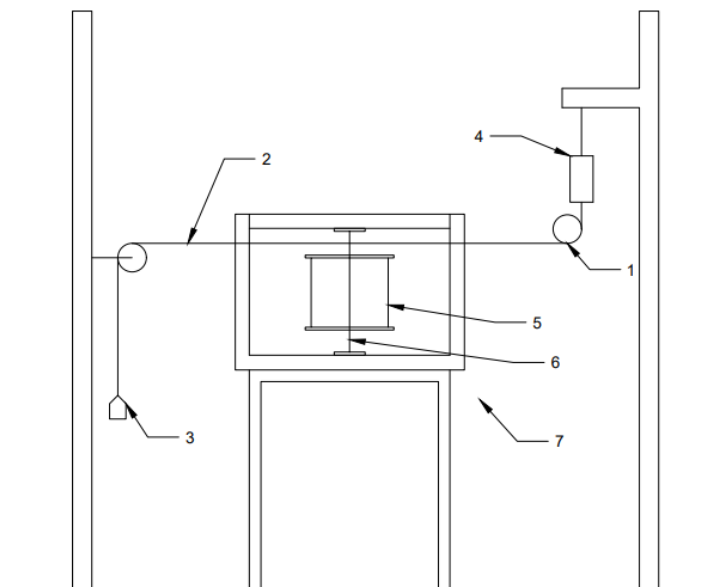
Gambar 3.12 *Tachometer*

Tabel 3.9 Spesifikasi *Tachometer*

<i>Tachometer</i>	
<i>Range</i>	5 – 99.999 rpm
<i>Akurasi</i>	0,01% atau ± 1 digit
<i>Resolusi</i>	0,001 sampai 1 rpm
<i>Display</i>	5-digit alphanumeric LCD
<i>Memory</i>	Max, min, dan last
<i>Daya</i>	2 baterai AA 1,5 V
<i>Temperatur Pengukuran</i>	5 – 40 °C

3.4.6.4 *Brake Dynamometer*

Brake dynamometer merupakan alat yang digunakan untuk mengukur torsi dinamis yang dihasilkan oleh putaran suatu benda. Skema pemasangan *brake dynamometer* ditampilkan pada gambar 3.13.



Gambar 3.13 Skema *Brake Dynamometer*

Keterangan:

1. Sistem *pulley*
2. Benang nilon
3. Massa pemberat
4. Neraca pegas
5. Turbin angin Savonius
6. Poros turbin angin Savonius
7. Penyangga turbin angin Savonius

Pengukuran torsi dinamis menggunakan *brake dynamometer* dilakukan dengan menambahkan massa pemberat secara bertahap yang dihubungkan dengan neraca pegas ketika turbin sedang berputar hingga turbin angin Savonius berhenti berputar. Putaran dari turbin akan diukur menggunakan *tachometer* setiap penambahan massa pemberat. Torsi dinamis didapatkan dari selisih antara gaya yang dihasilkan oleh massa pemberat dengan gaya yang terbaca pada neraca pegas dan dikalikan dengan jari – jari poros turbin. Sedangkan daya dari turbin didapatkan dari nilai torsi dinamis dikalikan dengan putaran turbin. Massa

pemberat yang digunakan adalah anak timbangan dengan berat 1 gram, 5 gram, 10 gram, dan 20 gram yang ditampilkan pada gambar 3.14. Massa pemberat dikalibrasi dengan timbangan SF-400 yang ditampilkan pada gambar 3.15 dengan spesifikasi yang ditampilkan pada tabel 3.10. Neraca pegas yang digunakan adalah neraca pegas NAGATA yang ditampilkan pada gambar 3.16 dengan spesifikasi yang ditunjukkan pada tabel 3.11.



Gambar 3.14 Massa Pemberat



Gambar 3.15 Timbangan SF-400

Tabel 3.10 Spesifikasi Timbangan SF-400

Timbangan SF-400	
Kapasitas Maksimal	10 kg
Ketelitian	1 gram
Satuan	gram dan oz



Gambar 3.16 Neraca Pegas Nagata

Tabel 3.11 Spesifikasi Neraca Pegas Nagata

Neraca Pegas Nagata	
<i>Capacity</i>	3 kg
<i>Sensitivity</i>	10 gram

3.5 Prosedur Penelitian

Terdapat beberapa langkah dalam pengambilan data pada penelitian ini, diantaranya yaitu langkah – langkah untuk mengambil data torsi statis dan torsi dinamis yang dirincikan sebagai berikut:

3.5.1 Prosedur Penelitian Pengambilan Data Torsi Dinamis

Pengambilan data torsi dinamis dilakukan dengan langkah – langkah sebagai berikut:

1. Peralatan dan benda uji disiapkan.
2. Peralatan dan benda uji diatur sesuai dengan skema penelitian yang telah ditentukan.
3. *Axial fan* dinyalakan dan tegangan pada *voltage regulator* diatur agar mencapai kecepatan yang ditentukan, yaitu 4 m/s.
4. Kecepatan angin diukur menggunakan anemometer untuk mendapatkan kecepatan angin yang ditentukan.
5. Setelah dicapai kecepatan yang stabil, dilakukan pengukuran terhadap kecepatan poros turbin angin Savonius tanpa pemberat menggunakan *tachometer*.
6. Torsi dinamis diukur dengan *brake dynamometer* dengan langkah – langkah berikut:
 - a. Massa pemberat yang terhubung dengan neraca pegas diberikan pada turbin.
 - b. Nilai massa pemberat yang terbaca pada neraca pegas diukur.
 - c. Kecepatan poros turbin angin Savonius diukur menggunakan *tachometer*.
 - d. Langkah a-c diulangi dengan penambahan pembebanan hingga turbin berhenti berputar.
7. Langkah 3-6 diulangi dengan mengubah variasi kecepatan angin sebesar 4,5,6, dan 7 m/s.
8. Silinder pengganggu diletakkan dengan konfigurasi pertama yaitu satu silinder di samping sudu *advancing* yang berjarak Y/D sebesar 1,37.

9. Langkah 3-7 diulangi dan data yang diperlukan dicatat.
10. Silinder pengganggu diletakkan dengan konfigurasi kedua yaitu satu silinder berada di samping sudu *advancing* dan satu silinder berada di depan sudu *returning* dengan jarak Y/D dan S/D sebesar 1,37.
11. Langkah 3-7 diulangi dan data yang diperlukan dicatat.
12. *Axial fan* dimatikan.
13. Data yang telah didapatkan diolah.

3.5.2 Prosedur Penelitian Pengambilan Data Torsi Statis

Pengambilan data torsi statis dilakukan dengan langkah – langkah sebagai berikut:

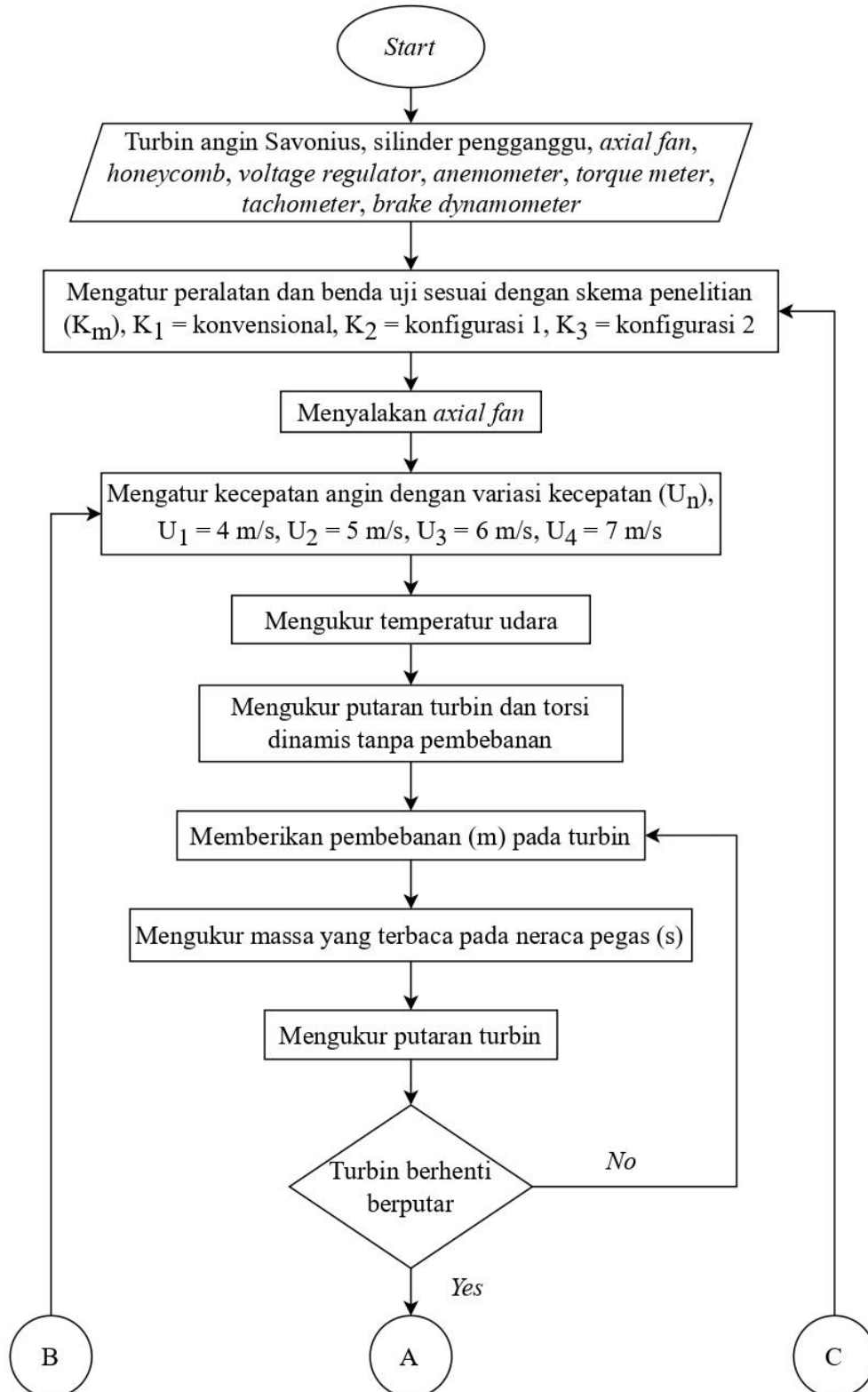
1. Peralatan dan benda uji disiapkan.
2. Peralatan dan benda uji diatur sesuai dengan skema penelitian yang telah ditentukan.
3. *Axial fan* dinyalakan dan tegangan pada *voltage regulator* diatur agar mencapai kecepatan yang ditentukan, yaitu 4 m/s.
4. Kecepatan angin diukur menggunakan anemometer untuk mendapatkan kecepatan angin yang ditentukan.
5. Sudut turbin angin Savonius diatur agar berada di titik 0 derajat.
6. *Torquemeter* dikunci pada poros turbin angin Savonius.
7. Nilai torsi statis tanpa silinder diukur menggunakan *torquemeter*.
8. Langkah 5-7 diulangi dengan variasi sudut sudu turbin angin Savonius sebesar $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ dengan kenaikan sebesar 10° tiap pengukuran.
9. Langkah 3-8 diulangi dengan mengubah variasi kecepatan angin sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s.
10. Silinder pengganggu diletakkan dengan konfigurasi pertama yaitu satu silinder di samping sudu *advancing* yang berjarak Y/D sebesar 1,37.
11. Langkah 3-9 diulangi dan data yang diperlukan dicatat.
12. Silinder pengganggu diletakkan dengan konfigurasi kedua yaitu satu silinder berada di samping sudu *advancing* dan satu silinder berada di depan sudu *returning* dengan jarak Y/D dan S/D sebesar 1,37.
13. Langkah 3-9 diulangi dan mencatat data yang diperlukan.
14. *Axial fan* dimatikan.
15. Data yang telah didapatkan diolah.

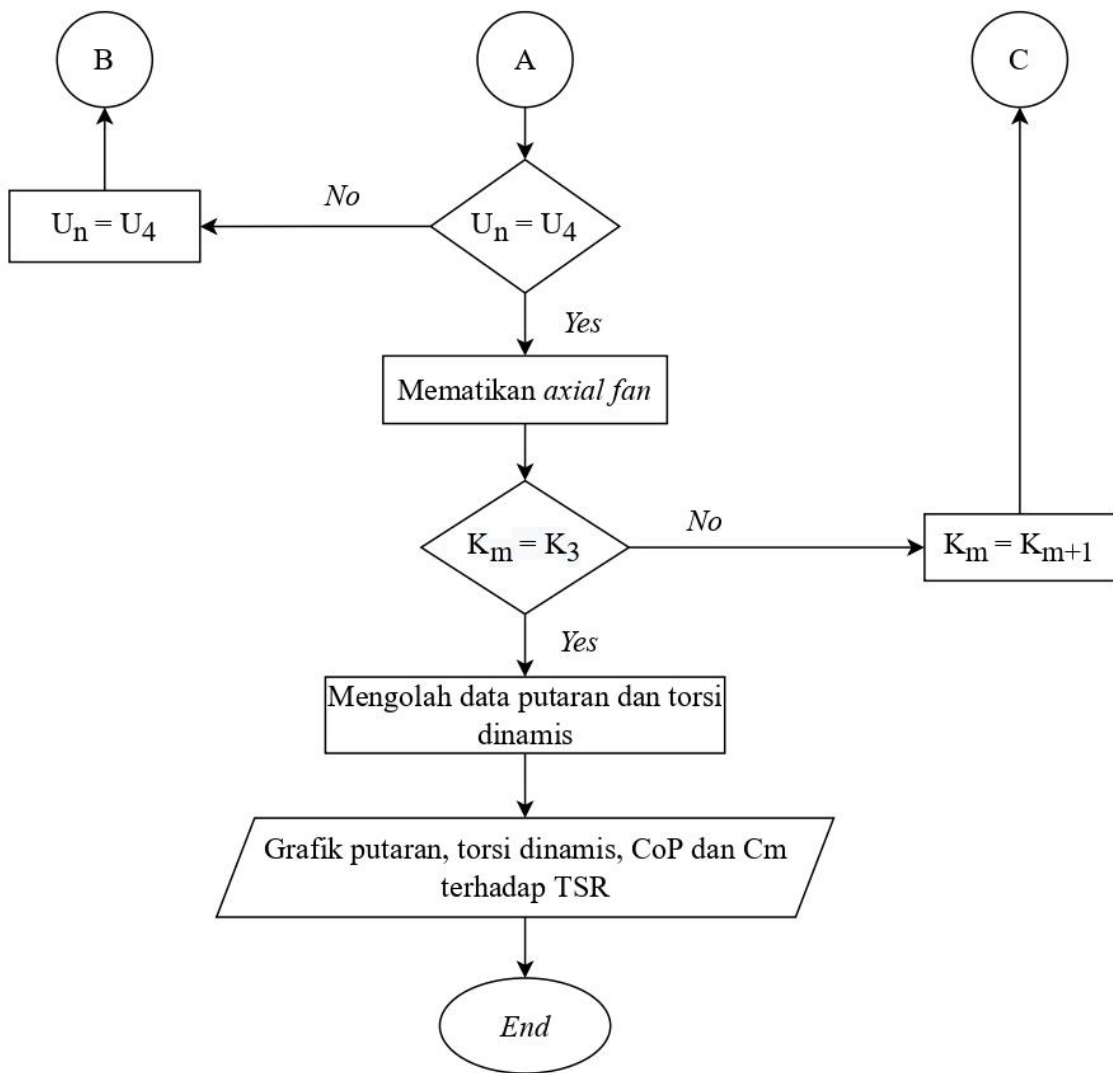
3.6 Flowchart Penelitian

Langkah – langkah dalam pengambilan data pada penelitian ini dapat digambarkan pada diagram alir berikut

3.6.1 Flowchart Putaran dan Torsi Dinamis

Diagram alir dalam menentukan torsi statis pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.17 berikut

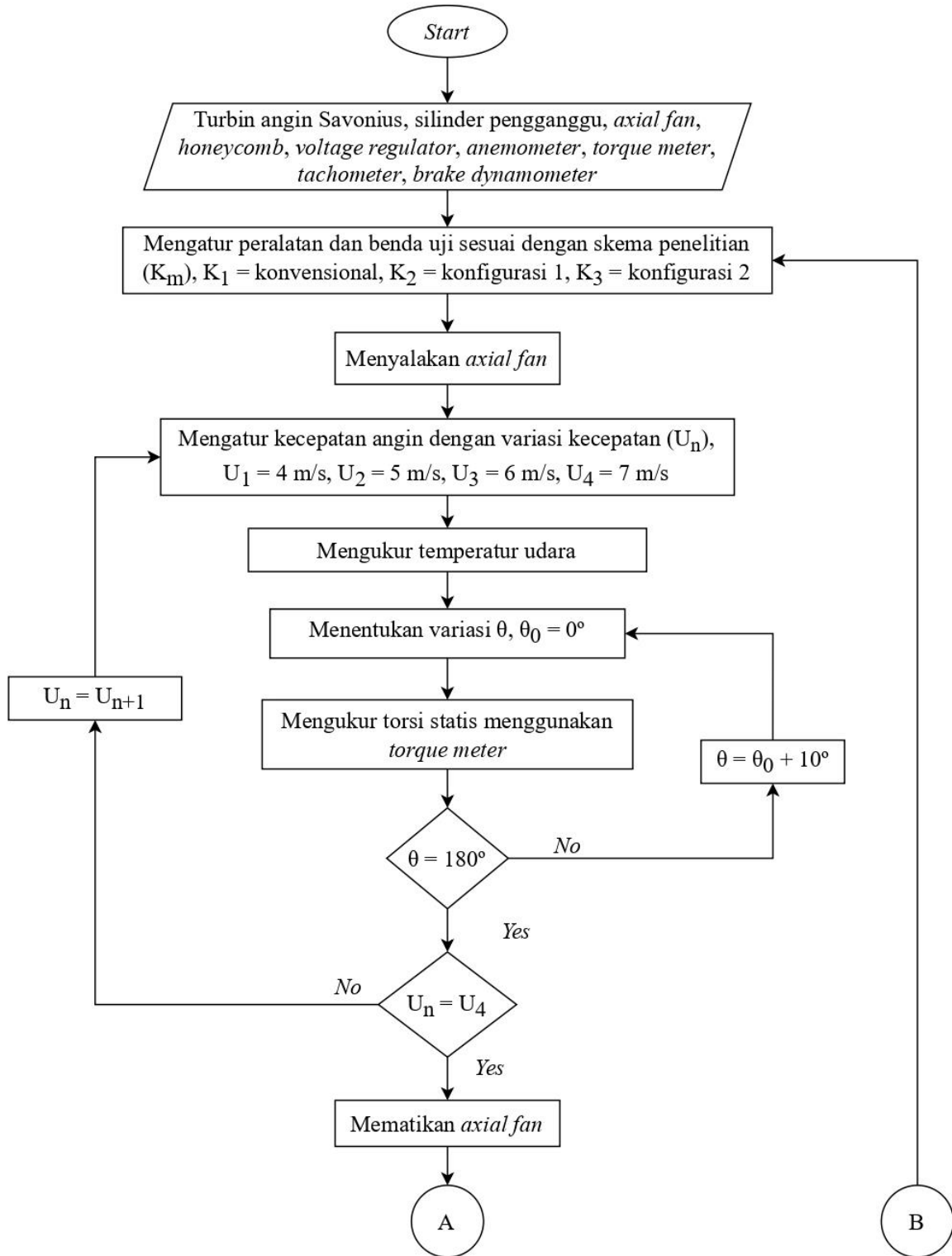


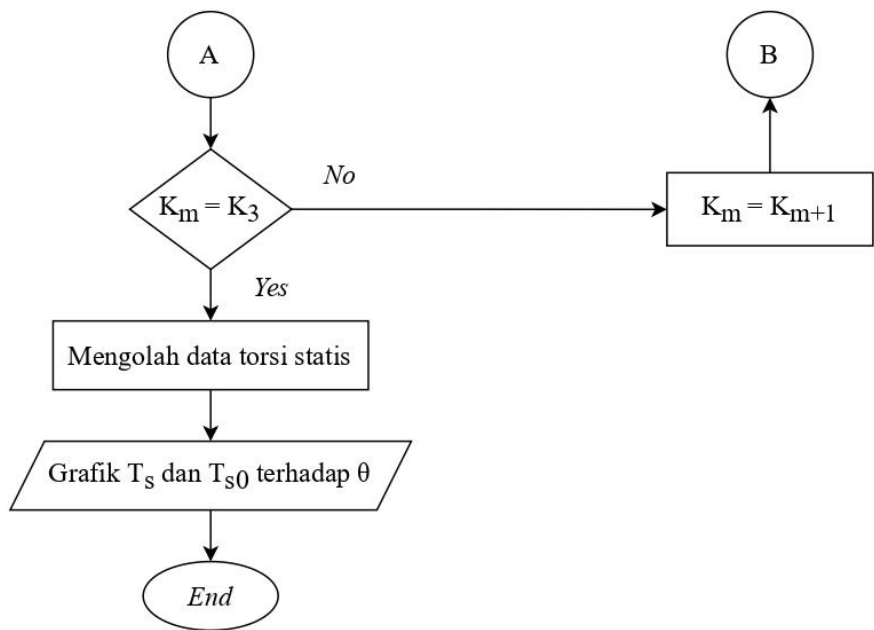


Gambar 3.17 *Flowchart* Putaran dan Torsi Dinamis

3.6.2 Flowchart Torsi Statis

Diagram alir dalam menentukan torsi statis pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.18 berikut

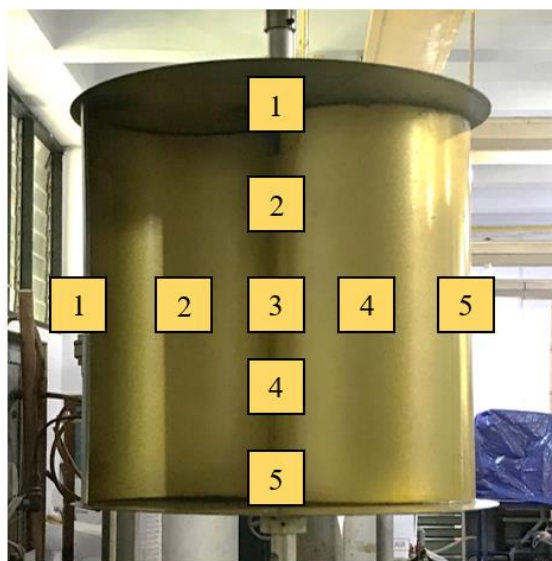




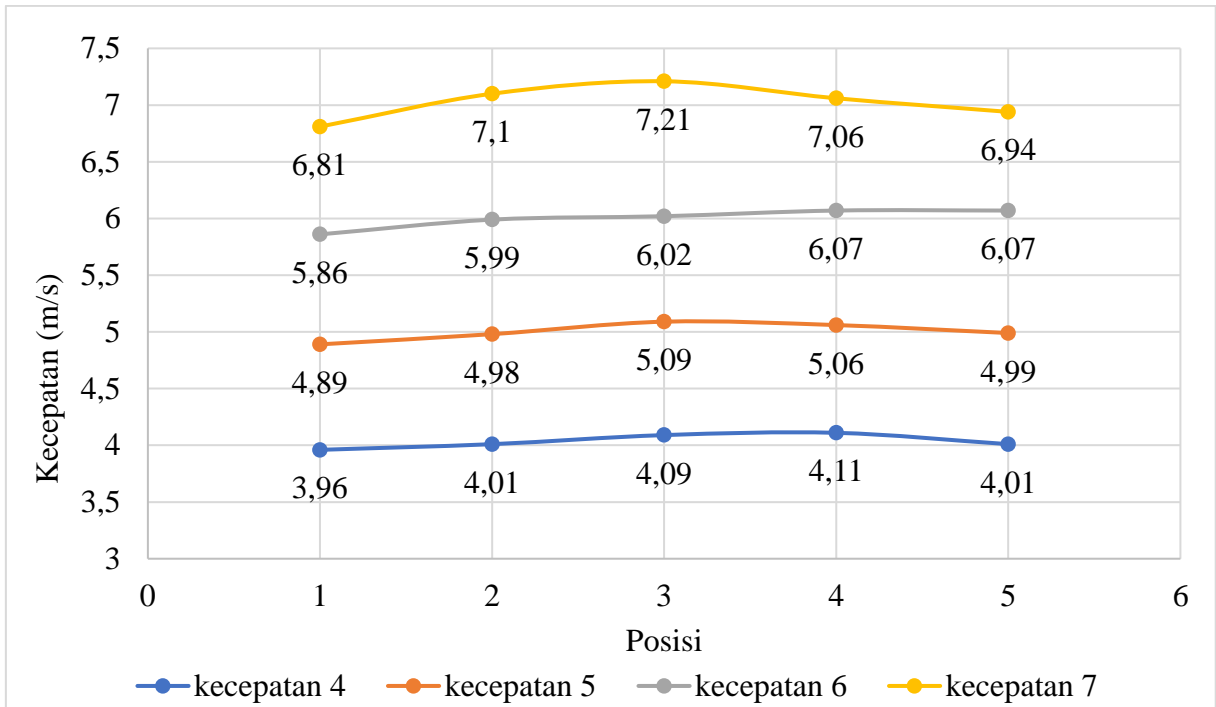
Gambar 3.18 *Flowchart* Torsi Statis

3.7 Uji *Uniformity*

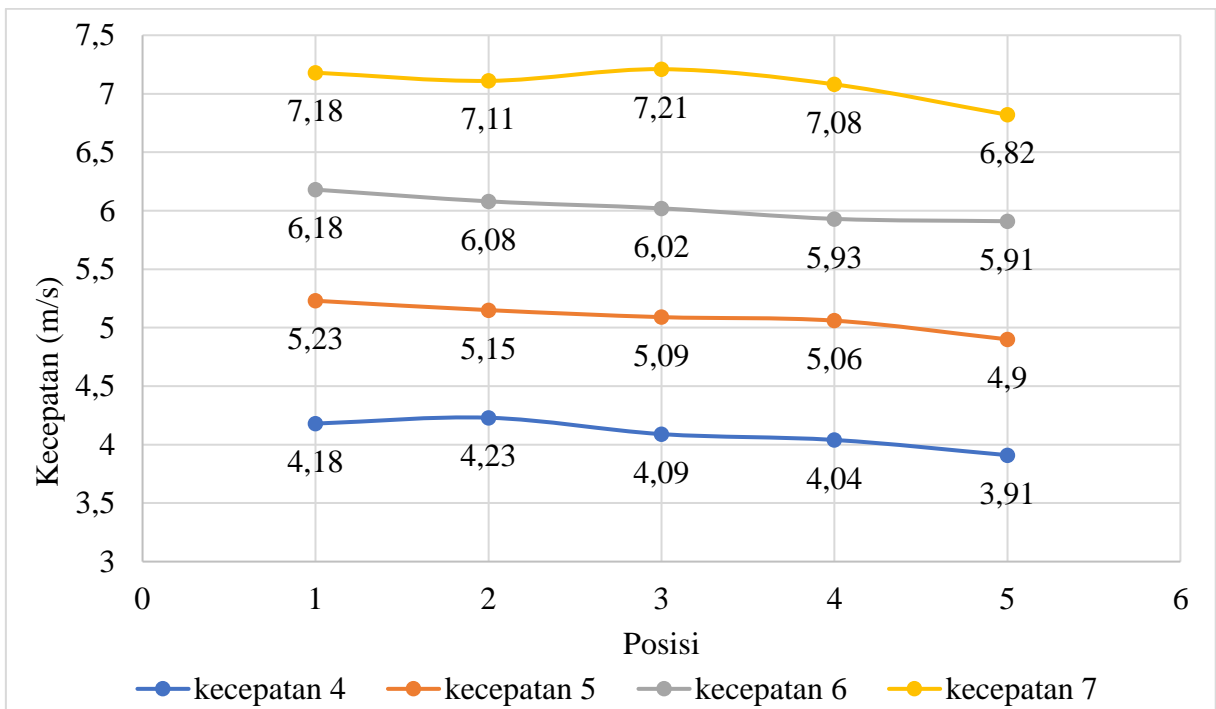
Uji *uniformity* dilakukan untuk menjaga kondisi dari turbin angin tetap ideal, yaitu mendapatkan kecepatan angin yang tetap uniform sehingga akan didapatkan hasil yang optimal. Agar aliran yang dihasilkan uniform, biasanya benda uji diletakkan di dalam *wind tunnel*. Namun, pada penelitian kali ini benda uji diletakkan di luar *wind tunnel* agar didapatkan kondisi seperti pada kondisi asli turbin angin ditempatkan. Penentuan uniformitas suatu aliran eksternal lebih sulit dibandingkan dengan aliran internal. Hal ini diakibatkan sumber aliran pada aliran eksternal tidak hanya satu titik, melainkan ada banyak titik. Uji *uniformity* berupa pengukuran kecepatan angin dilakukan pada sisi *upstream* turbin di lima titik horizontal dan lima titik vertikal dengan jarak 4,5D atau 7743,4 mm. Posisi titik *sample* tempat pengujian ditunjukkan pada gambar 3.19 dan hasil uji *uniformity* ditampilkan pada gambar 3.20 dan 3.21.



Gambar 3.19 Titik *Sample* Uji *Uniformity*



Gambar 3.20 Grafik Distribusi Kecepatan Posisi Horizontal



Gambar 3.21 Grafik Distribusi Kecepatan Posisi Vertikal

3.8 Perhitungan *Uncertainty*

Perhitungan *uncertainty* diperlukan pada suatu penelitian untuk mengetahui angka *uncertainty* (ketidakpastian) dalam pengukuran. Perhitungan *uncertainty* diperlukan untuk validasi data akibat adanya *error* yang terjadi. Terdapat dua jenis *error* dalam penelitian eksperimental, yaitu *fixed error* dan *random error*. *Fixed error* disebabkan oleh kesalahan dari alat ukur dan bernilai sama untuk tiap pembacaan serta dapat dihilangkan dengan

kalibrasi. *Random error* bernilai berbeda untuk tiap pembacaan dan tidak dapat dihilangkan serta faktor penyebabnya juga tidak dapat diketahui dengan pasti. Oleh karena itu, diperlukan perhitungan *uncertainty* untuk memperkirakan *random error* yang terjadi pada hasil eksperimental. Dalam penelitian kali ini, setiap parameter yang digunakan untuk perhitungan *uncertainty* didapatkan dari nilai *coefficient of power* maksimum konfigurasi tanpa silinder pada kecepatan 5 m/s.

1. Uncertainty pada pembacaan tip speed ratio (u_λ)

$$\lambda = \frac{\omega R}{U} = \omega R U^{-1}$$

$$d\lambda = \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} d\omega + \frac{\partial \lambda}{\partial R} dR + \frac{\partial \lambda}{\partial U} dU$$

$$d\lambda = R U^{-1} d\omega + \omega U^{-1} dR + (-\omega R U^{-2}) dU$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial \omega} = R U^{-1}$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial R} = \omega U^{-1}$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial U} = -\omega R U^{-2}$$

$$u_{\lambda, \omega} = \frac{\partial \lambda_\omega}{\lambda} = \frac{\omega}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} u_\omega = u_\omega$$

$$u_{\lambda, R} = \frac{\partial \lambda_R}{\lambda} = \frac{R}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial R} u_R = u_R$$

$$u_{\lambda, U} = \frac{\partial \lambda_U}{\lambda} = \frac{U}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial U} u_U = -u_U$$

$$u_\lambda = \pm [(u_\omega)^2 + (u_R)^2 + (-u_U)^2]^{1/2}$$

$$u_\lambda = \pm [u_\omega^2 + u_R^2 + u_U^2]^{1/2}$$

Uncertainty (u) pada pembacaan kecepatan sudut turbin angin Savonius (ω)

$$u_\omega = \pm [(u_n)^2]^{1/2} = u_n = \pm \frac{0,1}{181,6} = \pm 0,0005$$

Uncertainty (u) pada pembacaan jari – jari turbin angin Savonius (R)

$$u_R = \pm \frac{0,01}{152,7} = \pm 0,000065$$

Uncertainty (u) pada pembacaan kecepatan aliran udara (U)

$$u_U = \pm \frac{0,01}{5} = \pm 0,002$$

Maka, nilai *uncertainty tip speed ratio* sebesar

$$u_\lambda = \pm [u_\omega^2 + u_R^2 + u_U^2]^{1/2}$$

$$u_\lambda = \pm [0,0005^2 + 0,000065^2 + 0,002^2]^{1/2}$$

$$u_\lambda = \pm 0,002075$$

$$u_\lambda = \pm 0,2075\%$$

2. Uncertainty pada massa jenis (ρ)

$$\rho_1 \times T_1 = C$$

$$\rho = \frac{C}{T} = C T^{-1}$$

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial T} dT$$

$$d\rho = -T^{-2} dT$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial T} = -T^{-2}$$

$$u_{\rho,T} = \frac{\partial \rho_T}{\rho} = \frac{T}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} u_T = -u_T$$

$$u_\rho = \pm [(-u_T)^2]^{1/2}$$

$$u_\rho = \pm [u_T^2]^{1/2}$$

$$u_\rho = \pm \left[\frac{0,1^2}{27,5} \right]^{1/2}$$

$$u_\rho = \pm 0,0038$$

$$u_\rho = \pm 0,38\%$$

3. Uncertainty pada Viskositas (μ)

$$\mu = \frac{b \times T^{\frac{3}{2}}}{S + T}$$

$$d\mu = \frac{\partial \mu}{\partial T} dT$$

$$\frac{\partial \mu}{\partial T} = \frac{\left(\frac{3}{2} b T^{\frac{1}{2}} \times (S + T) \right) - b T^{\frac{3}{2}}}{(S + T)^2}$$

$$u_{\mu,T} = \frac{\partial \mu_T}{\mu} = \frac{T}{\mu} \frac{\partial \mu}{\partial T} u_T = \frac{T \left(\frac{3}{2} b T^{\frac{1}{2}} \times (S + T) \right) - b T^{\frac{3}{2}}}{\mu (S + T)^2} u_T = \frac{\frac{3}{2} (S + T) - T}{S + T} u_T$$

$$u_\mu = \pm \left[\left(\frac{\frac{3}{2} (S + T) - T}{S + T} u_T \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_\mu = \pm \left[\left(\frac{\frac{3}{2} (110,4 + (26 + 273,15)) - (26 + 273,15)}{110,4 + (26 + 273,15)} \times \frac{0,1}{27,5} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_\mu = \pm 0,0029$$

$$u_\mu = \pm 0,29\%$$

4. Uncertainty pada pembacaan bilangan Reynolds (u_{Re})

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} = \rho UL \mu^{-1}$$

$$dRe = \frac{\partial Re}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial Re}{\partial U} dU + \frac{\partial Re}{\partial L} dL + \frac{\partial Re}{\partial \mu} d\mu$$

$$dRe = UL \mu^{-1} d\rho + \rho L \mu^{-1} dU + \rho U \mu^{-1} dL + (-\rho UL \mu^{-2}) d\mu$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \rho} = UL \mu^{-1}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial U} = \rho L \mu^{-1}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial L} = \rho U \mu^{-1}$$

$$\frac{\partial Re}{\partial \mu} = -\rho U L \mu^{-2}$$

$$u_{Re,\rho} = \frac{\partial Re_\rho}{Re} = \frac{\rho}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \rho} u_\rho = u_\rho$$

$$u_{Re,U} = \frac{\partial Re_U}{Re} = \frac{U}{Re} \frac{\partial Re}{\partial U} u_U = u_U$$

$$u_{Re,L} = \frac{\partial Re_L}{Re} = \frac{L}{Re} \frac{\partial Re}{\partial L} u_L = u_L$$

$$u_{Re,\mu} = \frac{\partial Re_\mu}{Re} = \frac{\mu}{Re} \frac{\partial Re}{\partial \mu} u_\mu = -u_\mu$$

$$u_{Re} = \pm \left[(u_\rho)^2 + (u_U)^2 + (u_L)^2 + (-u_\mu)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{Re} = \pm [u_\rho^2 + u_U^2 + u_L^2 + u_\mu^2]^{1/2}$$

$$u_{Re} = \pm [(0,0038)^2 + (0,002)^2 + (0,00003)^2 + (0,0029)^2]^{1/2}$$

$$u_{Re} = \pm 0,005249$$

$$u_{Re} = \pm 0,525\%$$

5. Uncertainty pada perhitungan Luas Cross Section (A)

$$A = L \times H$$

$$dA = \frac{\partial A}{\partial L} dL + \frac{\partial A}{\partial H} dH$$

$$dA = H dL + L dH$$

$$u_{A,L} = \frac{\partial A_L}{A} = \frac{L}{A} \frac{\partial A}{\partial L} u_L = u_L$$

$$u_{A,H} = \frac{\partial A_H}{A} = \frac{H}{A} \frac{\partial A}{\partial H} u_H = u_H$$

$$u_A = \pm [(u_L)^2 + (u_H)^2]^{1/2}$$

$$u_A = \pm \left[\left(\frac{0,1}{305,4} \right)^2 + \left(\frac{0,1}{305,4} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_A = \pm 0,000046$$

$$u_A = \pm 0,0046\%$$

6. Uncertainty pada pembacaan torsi dinamis (u_{Td})

$$T_D = (s - m)gr$$

$$u_{T_D} = \pm [(-u_s)^2 + (u_m)^2 + (u_r)^2]^{1/2}$$

$$u_{T_D} = \pm [(-0,05)^2 + (0,00024)^2 + (0,0008)^2]^{1/2}$$

$$u_{T_D} = \pm 0,05$$

$$u_{T_D} = \pm 5\%$$

7. Uncertainty pada pembacaan coefficient of moment (u_{CM})

$$C_M = \frac{T_D}{1/2 \rho A R U^2}$$

$$C_M = 2T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}$$

$$dC_M = \frac{\partial C_M}{\partial T_D} dT_D + \frac{\partial C_M}{\partial \rho} d\rho + \frac{\partial C_M}{\partial A} dA + \frac{\partial C_M}{\partial R} dR + \frac{\partial C_M}{\partial U} dU$$

$$\frac{\partial C_M}{\partial T_D} = 2\rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-2}$$

$$\frac{\partial C_M}{\partial \rho} = -2T_D \rho^{-2} A^{-1} R^{-1} U^{-2}$$

$$\frac{\partial C_M}{\partial A} = -2T_D \rho^{-1} A^{-2} R^{-1} U^{-2}$$

$$\frac{\partial C_M}{\partial R} = -2T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-2} U^{-2}$$

$$\frac{\partial C_M}{\partial U} = -4T_D \rho^{-1} A^{-1} R^{-1} U^{-3}$$

$$u_{C_M, T_D} = \frac{\partial C_{M, T_D}}{T_D} = \frac{T_D}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial T_D} u_{T_D} = u_{T_D}$$

$$u_{C_M, \rho} = \frac{\partial C_{M, \rho}}{\rho} = \frac{\rho}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial \rho} u_\rho = -u_\rho$$

$$u_{C_M, A} = \frac{\partial C_{M, A}}{A} = \frac{A}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial A} u_A = -u_A$$

$$u_{C_M, R} = \frac{\partial C_{M, R}}{R} = \frac{R}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial R} u_R = -u_R$$

$$u_{C_M, U} = \frac{\partial C_{M, U}}{U} = \frac{U}{C_M} \frac{\partial C_M}{\partial U} u_U = -2u_U$$

$$u_{C_M} = \pm \left[(u_{T_D})^2 + (-u_\rho)^2 + (-u_A)^2 + (-u_R)^2 + (-2u_U)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{C_M} = \pm \left[(0,05)^2 + (-0,0038)^2 + (-0,000046)^2 + (-0,000065)^2 + (-2(0,002))^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{C_M} = \pm 0,05031$$

$$u_{C_M} = \pm 5,031\%$$

8. *Uncertainty pada pembacaan coefficient of power (u_{CoP})*

$$CoP = C_M \times \lambda$$

$$dCoP = \frac{\partial CoP}{\partial C_M} dC_M + \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} d\lambda$$

$$dCoP = \lambda dC_M + C_M d\lambda$$

$$u_{CoP, C_M} = \frac{\partial CoP_{C_M}}{CoP} = \frac{C_M}{CoP} \frac{\partial CoP}{\partial C_M} u_{C_M} = u_{C_M}$$

$$u_{CoP, \lambda} = \frac{\partial CoP_\lambda}{CoP} = \frac{\lambda}{CoP} \frac{\partial CoP}{\partial \lambda} u_\lambda = u_\lambda$$

$$u_{CoP} = \pm \left[(u_{C_M})^2 + (u_\lambda)^2 \right]^{1/2}$$

$$u_{CoP} = \pm 0,05036$$

$$u_{CoP} = \pm 5,036\%$$

Dari perhitungan di atas, dapat disajikan dalam bentuk tabel perhitungan *uncertainty* seperti pada tabel 3.12.

Tabel 3.12 Tabel nilai *uncertainty* untuk parameter perhitungan *Coefficient of Power*

Parameter	<i>Uncertainty pada Kecepatan 5 m/s</i>
<i>Tip Speed Ratio (λ)</i>	0,2075%
Bilangan Reynolds (Re)	0,525%
<i>Coefficient of Moment (C_M)</i>	5,031%
<i>Coefficient of Power (CoP)</i>	5,036%

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Data yang didapatkan dari penelitian ini adalah nilai kecepatan putaran turbin (n), torsi dinamis (T_d), torsi statis (T_s), *Coefficient of Power* (CoP), *Coefficient of Moment* (CM), dan *Coefficient of Static Torque* (CTS). Pengambilan data pada penelitian ini menggunakan fluida kerja udara dengan asumsi aliran *steady* dan *incompressible* yang memiliki nilai *properties* sebagai berikut:

1. Tekanan absolut udara dalam keadaan standar (P) = $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
2. Temperatur udara dalam keadaan standar (T_{std}) = 288 K
3. Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_{std}) = $1,225 \text{ kg/m}^3$

4.1.1 Perhitungan *Reynolds Number*

a. Perhitungan Massa Jenis

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai gas ideal, diketahui hubungan antara suhu, tekanan, dan volume gas sebagai berikut:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (4.1)$$

Karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka persamaan 4.1 dapat dinyatakan sebagai:

$$\frac{P_1 m_1}{T_1 \rho_1} = \frac{P_2 m_2}{T_2 \rho_2} \quad (4.2)$$

Keadaan 1 dan keadaan 2 berada pada ketinggian yang sama, sehingga tekanan pada keadaan 1 dan 2 bernilai $P_1 = P_2$. Massa dari udara pada keadaan 1 dan 2 bernilai sama, sehingga $m_1 = m_2$. Berdasarkan keadaan tersebut, maka persamaan 4.2 dapat dinyatakan kembali dalam bentuk:

$$\rho_2 = \frac{\rho_1 T_1}{T_2} \quad (4.3)$$

Temperatur yang digunakan saat penelitian sebesar $27,5^\circ\text{C}$ atau 300,6 K, sehingga nilai massa jenis udara saat dilakukan penelitian sebesar:

$$\rho_2 = \frac{1,225 \text{ kg/m}^3 \times 288 \text{ K}}{300,6 \text{ K}}$$

$$\rho_2 = 1,174 \text{ kg/m}^3$$

b. Perhitungan Viskositas Udara

Dalam melakukan perhitungan viskositas udara, digunakan persamaan Sutherland yang dinyatakan sebagai:

$$\mu = \frac{b \times T^{\frac{3}{2}}}{S + T} \quad (4.4)$$

dimana untuk udara,

$$b = 1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{1/2}}$$

$$S = 110,4 \text{ K}$$

$$T = \text{temperatur saat penelitian} = 300,6 \text{ K}$$

Dari nilai – nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.4 yang menghasilkan nilai viskositas udara sebesar:

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \text{ kg/m.s.K}^{1/2} \times 300,6^{\frac{3}{2}}}{110,4 + 300,6}$$

$$\mu = 1,851 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

c. Perhitungan *Reynolds Number*

Berdasarkan persamaan 2.1, bilangan Reynolds pada fluida yang mengalir berdasarkan panjang karakteristiknya dapat dinyatakan sebagai:

$$Re_L = \frac{\rho UL}{\mu}$$

Dimana panjang karakteristik dari turbin angin Savonius sebesar
 $L = 2D - 2X - b = (2 \times 165,2) - (2 \times 3) - 19 = 305,4 \text{ mm} = 0,305 \text{ m}$.

Nilai panjang karakteristik kemudian disubstitusikan pada persamaan 2.1 dan didapatkan nilai bilangan Reynolds untuk kecepatan 5 m/s sebesar:

$$Re_L = \frac{1,174 \text{ kg/m}^3 \times 5 \text{ m/s} \times 0,305 \text{ m}}{1,851 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}} = 96593,5 = 9,659 \times 10^4$$

Nilai bilangan Reynolds untuk masing – masing kecepatan ditampilkan pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Nilai bilangan Reynolds untuk 4 Variasi Kecepatan Udara

Kecepatan Aliran Udara (m/s)	Bilangan Reynolds (Re)
4	$7,727 \times 10^4$
5	$9,659 \times 10^4$
6	$1,159 \times 10^5$
7	$1,352 \times 10^5$

4.1.2 Perhitungan *Tip Speed Ratio*

Nilai *tip speed ratio* didapatkan melalui persamaan 2.20 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U}$$

Untuk mendapatkan nilai *tip speed ratio* pada kecepatan 5 m/s, diketahui:

n = putaran turbin angin Savonius

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi(181,565)}{60} = 19,013 \text{ rad/s}$$

R = jari – jari turbin angin Savonius

$$= \frac{L}{2} = \frac{0,305}{2} = 0,152 \text{ m}$$

U = 5 m/s

Didapatkan nilai dari *tip speed ratio* sebesar:

$$\lambda = \frac{19,013 \times 0,152}{5} = 0,581$$

4.1.3 Perhitungan *Coefficient of Moment* (C_M)

Nilai *Coefficient of Moment* untuk bilangan Reynolds $9,659 \times 10^4$ (kecepatan 5 m/s) dapat diperoleh menggunakan persamaan 2.21 yang dinyatakan sebagai:

$$C_M = \frac{T_d}{\frac{1}{2} \rho A R U^2} = \frac{(s - m) g r}{\frac{1}{2} \rho A R U^2}$$

dimana:

s = massa yang terbaca pada neraca pegas (kg) = 200 gr = 0,2 kg

m = massa pemberat (kg) = 40,08 gr = 0,041 kg

g = gaya gravitasi (m/s^2) = 9,8 m/s^2

r = jari – jari poros yang menerima pembebanan = 0,012 m

ρ = 1,174 kg/m^3

A = luas penampang turbin yang terkena angin = $L \times H = 0,305 \times 0,293 = 0,089 m^2$

R = jari – jari turbin angin Savonius = 0,152 m

U = 5 m/s

Setelah disubstitusikan, didapatkan nilai untuk C_M sebesar:

$$C_M = \frac{(0,2 - 0,041)kg \times 9,8 m/s^2 \times 0,012 m}{\frac{1}{2} \times 1,174 kg/m^3 \times 0,089 m^2 \times 0,153 m \times (5 m/s)^2}$$

$$C_M = 0,097$$

$$C_M = 9,7\%$$

4.1.4 Perhitungan *Coefficient of Power* (CoP)

Berdasarkan persamaan 2.21, nilai *Coefficient of Power* dapat diperoleh dengan menggunakan nilai *Coefficient of Moment* dan nilai *tip speed ratio* yang dihubungkan dengan persamaan sebagai berikut:

$$CoP = C_M \times \lambda$$

Nilai *Coefficient of Power* kemudian didapatkan sebesar:

$$CoP = 0,097 \times 0,581 = 0,057$$

4.1.5 Perhitungan *Coefficient of Static Torque* (CTS)

Nilai *Coefficient of Static Torque* dapat diperoleh menggunakan persamaan 2.22 yang dinyatakan sebagai berikut:

$$CTS = \frac{T_s}{\frac{1}{2} \rho A R U^2}$$

dimana:

Ts = torsi statis (N.m) = 1,83 N.cm = 0,018 N.m

ρ = 1,174 kg/m^3

A = luas penampang turbin yang terkena angin = $L \times H = 0,305 \times 0,293 = 0,089 m^2$

R = jari – jari turbin angin Savonius = 0,152 m

U = 5 m/s

Kemudian didapatkan nilai dari *Coefficient of Static Torque* sebesar:

$$CTS = \frac{0,018 \text{ N.m}}{\frac{1}{2} \times 1,174 \text{ kg/m}^3 \times 0,089 \text{ m}^2 \times 0,152 \text{ m} \times (5 \text{ m/s})^2}$$

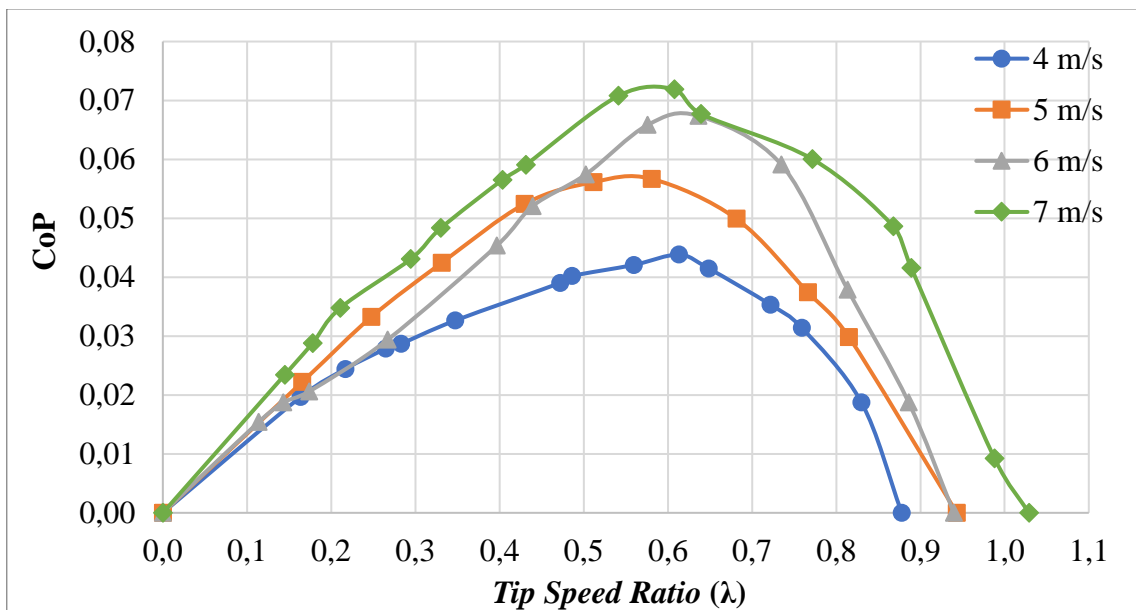
$$CTS = 0,091$$

4.2 Analisis Performa Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu perlu dianalisis untuk dapat dibandingkan dengan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu. Analisis dilakukan untuk mengetahui kondisi awal turbin angin Savonius sebelum diberikan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi untuk empat variasi kecepatan angin, sehingga nantinya dapat diketahui peningkatan performa setelah diberikan silinder pengganggu. Analisis dilakukan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP) dengan fungsi *tip speed ratio* (λ), *Coefficient of Moment* (C_M) dengan fungsi *tip speed ratio* (λ), dan *Coefficient of Static Torque* (CTS) dengan fungsi posisi sudut ($^\circ$).

4.2.1 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Pada gambar 4.1 disajikan grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu dengan fungsi *tip speed ratio* (λ) untuk variasi kecepatan 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, dan 7 m/s. Nilai *coefficient of power* didapatkan dari rasio antara *coefficient of moment* dengan nilai λ . Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.



Gambar 4.1 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu

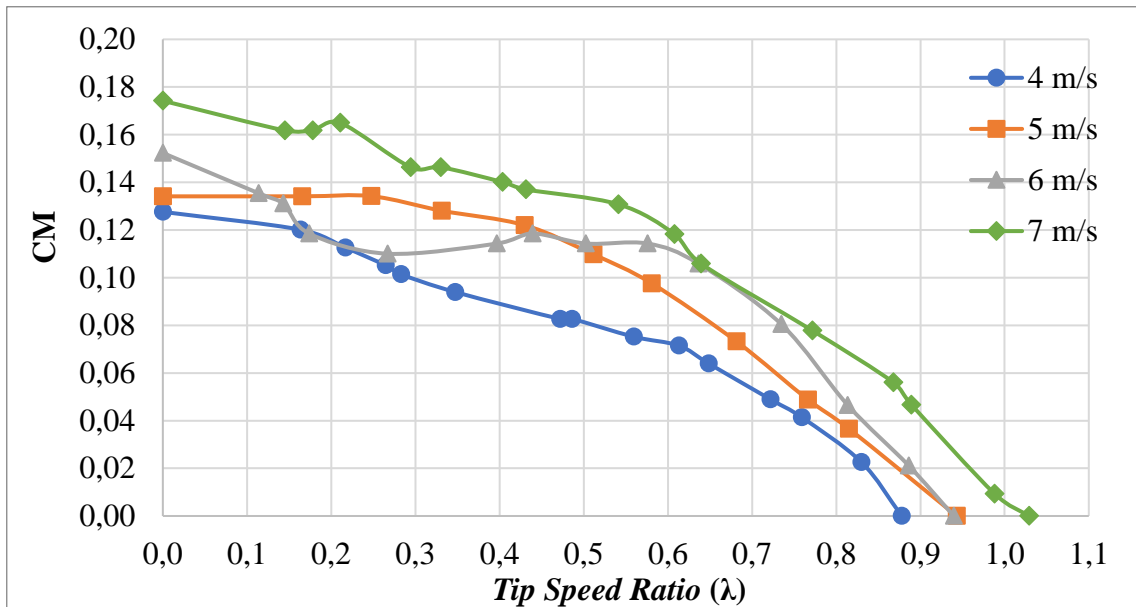
Dari gambar 4.1 diketahui grafik dari seluruh variasi kecepatan berbentuk kurva parabolik terbuka ke bawah. Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga nilai CoP_{max} sebelum akhirnya akan menurun hingga λ_{max} . Grafik CoP fungsi λ ini berbentuk parabolik karena pembebanan yang diberikan pada *brake dynamometer*, dimana setiap dilakukan pembebanan maka torsi dinamis yang dihasilkan semakin besar namun kecepatan putaran turbin akan berkurang. Pada pembebanan tertentu akan didapatkan nilai CoP_{max} pada $\lambda_{optimum}$ yang diketahui sebagai titik puncak parabolik. Dimana nilai CoP_{max} untuk kecepatan 4 m/s sebesar 0,044 pada λ sebesar 0,613; untuk kecepatan 5 m/s sebesar

0,057 pada λ sebesar 0,581; untuk kecepatan 6 m/s sebesar 0,067 pada λ sebesar 0,636; untuk kecepatan 7 m/s sebesar 0,072 pada λ sebesar 0,608. Seiring meningkatnya nilai λ maka akan meningkatkan nilai CoP sampai pada nilai λ_{optimum} , dan setelah melewati nilai λ_{optimum} kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Hal tersebut menunjukkan bahwa turbin angin Savonius bekerja pada rentang λ tertentu untuk dapat mencapai kondisi paling optimal. Dari grafik di atas diketahui bahwa rentang λ_{optimum} untuk keempat variasi kecepatan cenderung sama yaitu 0,5 – 0,7.

Dari gambar 4.1 juga dapat diketahui bahwa semakin tinggi kecepatan angin maka semakin besar energi yang diberikan oleh angin kepada turbin, hal ini terjadi pada kecepatan 7 m/s yang memiliki nilai CoP paling baik. Pada kecepatan angin yang rendah, putaran turbin juga rendah, sehingga energi yang diserap turbin dari kecepatan angin juga rendah.

4.2.2 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (C_M) Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Pada gambar 4.2 disajikan grafik *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu dengan fungsi *tip speed ratio* (λ) untuk variasi kecepatan 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, dan 7 m/s. Nilai *coefficient of moment* didapatkan dari rasio antara torsi dinamis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.



Gambar 4.2 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu

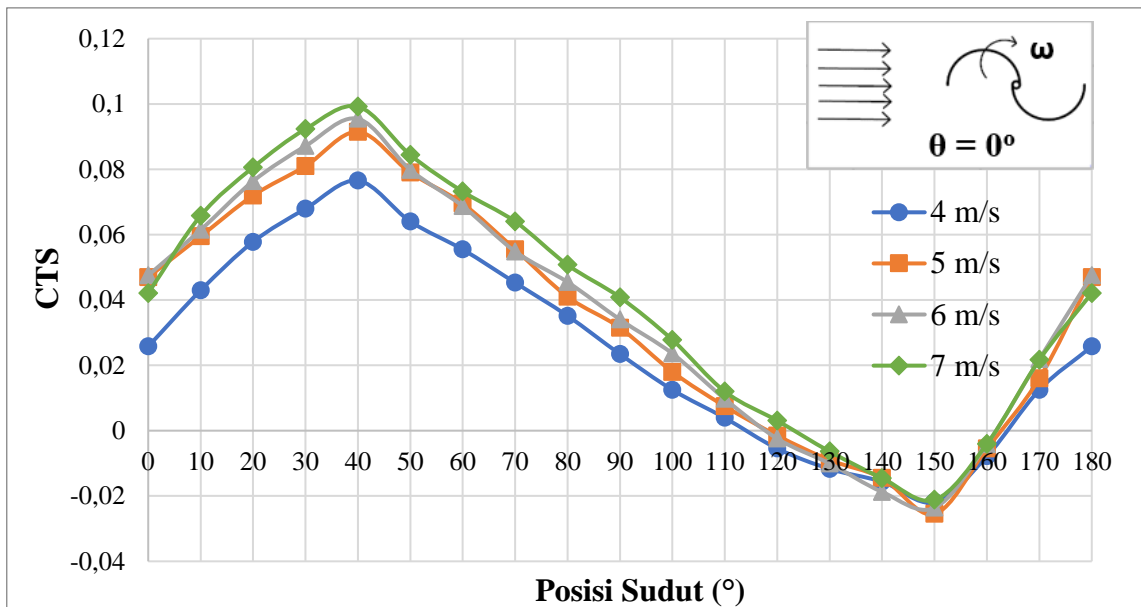
Dari gambar 4.2 diketahui bahwa grafik C_M dengan fungsi λ memiliki tren menurun, dimana nilai $C_{M_{\text{max}}}$ untuk kecepatan 4 m/s sebesar 0,127; untuk kecepatan 5 m/s sebesar 0,134; untuk kecepatan 6 m/s sebesar 0,152; untuk kecepatan 7 m/s sebesar 0,174. Dari grafik tersebut dapat diketahui bahwa seiring dengan peningkatan nilai λ maka nilai dari C_M akan semakin menurun. Ketika nilai dari λ tinggi, nilai dari kecepatan angin juga tinggi. Kecepatan angin bernilai tinggi ketika pembebanan yang diberikan pada *brake dynamometer* rendah, sehingga nilai torsi dinamis yang didapatkan rendah. Karena nilai

C_M berbanding lurus dengan nilai torsi dinamis, maka ketika nilai torsi dinamis rendah maka nilai C_M yang dihasilkan juga rendah.

Selain dipengaruhi oleh pembebanan, nilai C_M juga dipengaruhi oleh variasi kecepatan yang digunakan. Dari gambar 4.2 dapat diketahui bahwa semakin meningkatnya kecepatan yang digunakan, maka nilai dari C_M yang didapatkan akan semakin meningkat.

4.2.3 Analisis Nilai *Coefficient of Static Torque* (CTS) Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

Pada gambar 4.3 disajikan grafik *coefficient of static torque* (CTS) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu dengan fungsi posisi sudut ($^\circ$) untuk variasi kecepatan 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, dan 7 m/s. Nilai *coefficient of static torque* didapatkan dari rasio antara nilai torsi statis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai torsi statis didapatkan dari pembacaan *torquemeter* yang dipasang pada poros turbin dan diukur ketika sudut turbin 0° hingga 180° dengan repetisi pengukuran tiap 10° .



Gambar 4.3 Grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu

Dari gambar 4.3, dapat diketahui bahwa grafik CTS fungsi posisi sudut berbentuk sinusoidal dengan nilai CTS maksimum terjadi ketika sudut 40° dan nilai CTS minimum terjadi ketika sudut 150° . Pada kecepatan angin 4 m/s didapatkan nilai CTS maksimum sebesar 0,076 dan nilai CTS minimum sebesar -0,021. Pada kecepatan angin 5 m/s didapatkan nilai CTS maksimum sebesar 0,091 dan nilai CTS minimum sebesar -0,025. Pada kecepatan angin 6 m/s didapatkan nilai CTS maksimum sebesar 0,095 dan nilai CTS minimum sebesar -0,023. Pada kecepatan angin 7 m/s didapatkan nilai CTS maksimum sebesar 0,099 dan nilai CTS minimum sebesar -0,021. Nilai torsi statis positif menunjukkan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang baik, sedangkan nilai torsi statis negatif menunjukkan bahwa turbin tidak memiliki kemampuan *self starting* sehingga perlu gaya tambahan untuk dapat berputar.

Dari gambar 4.3 dapat dilihat bahwa nilai CTS mengalami peningkatan pada sudut 0° hingga 40° . Hal ini terjadi karena pada posisi sudut tersebut, sisi *advancing blade* berada lebih dekat dengan arah datangnya angin dan menerima lebih banyak angin

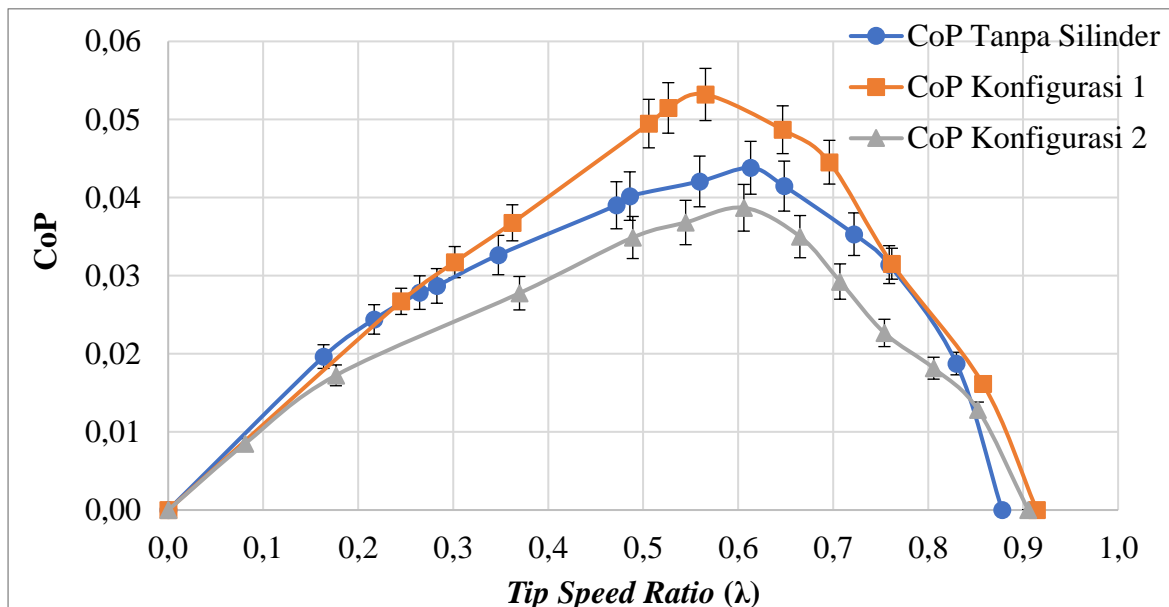
daripada *returning blade*. Oleh karena itu, gaya *drag* yang diterima pada sisi *advancing blade* lebih besar dibandingkan dengan *returning blade* dan membuat selisih gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* meningkat, dan torsi yang dihasilkan juga meningkat. Sedangkan pada sudut 40° hingga 150° , gaya *drag* yang diterima pada sisi *returning blade* semakin meningkat karena sisi *returning blade* semakin mendekati arah datangnya angin. Ketika gaya *drag* yang diterima sisi *returning blade* lebih besar daripada sisi *advancing blade*, maka torsi statis akan bernilai negatif dan menyebabkan turbin kehilangan kemampuan *self starting*. Dari gambar 4.3 juga dapat diketahui bahwa semakin meningkatnya kecepatan angin, maka nilai CTS juga akan semakin meningkat.

4.3 Analisis Performa Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

Setelah dilakukan penelitian dan pengolahan data, akan dilakukan analisis performa dari turbin angin Savonius yang telah diberikan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi. Konfigurasi pertama yaitu peletakan silinder pengganggu pada sisi samping *advancing blade* dengan $Y/D = 1,37$, dan konfigurasi kedua yaitu peletakan silinder pengganggu pada sisi samping *advancing blade* dan sisi depan *returning blade* dengan $Y/D = 1,37$ dan $S/D = 1,37$. Analisis dilakukan untuk mengetahui pengaruh peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi terhadap performa dari turbin angin Savonius. Analisis yang dilakukan meliputi analisis nilai *Coefficient of Power* (CoP) dengan fungsi *tip speed ratio* (λ), *Coefficient of Moment* (C_M) dengan fungsi *tip speed ratio* (λ), dan *Coefficient of Static Torque* (CTS) dengan fungsi kecepatan sudut ($^\circ$).

4.3.1 Analisis Nilai *Coefficient of Power* (CoP) Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

Pada gambar 4.4 hingga gambar 4.7 disajikan grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 4 – 7 m/s.



Gambar 4.4 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 4 m/s

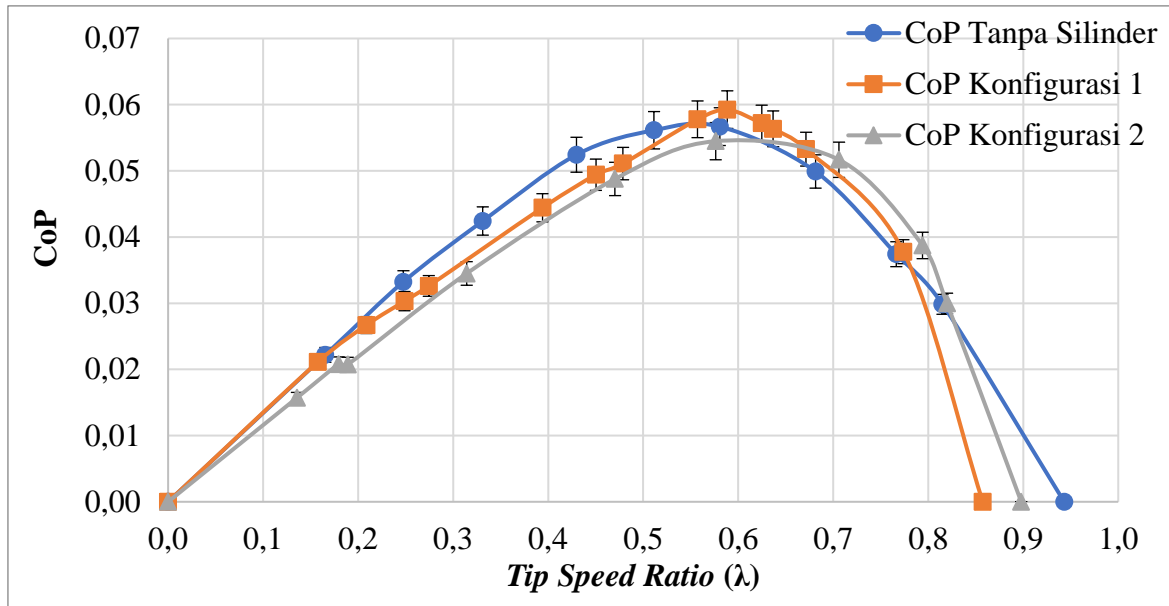
Pada gambar 4.4 disajikan grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 4 m/s. Nilai *coefficient of power* didapatkan dari

rasio antara *coefficient of moment* dengan nilai λ . Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.4 dapat diketahui bahwa grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) memiliki bentuk parabolik terbuka ke bawah untuk seluruh variasi, baik tanpa maupun dengan dua konfigurasi silinder pengganggu. Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga CoP_{\max} , kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ_{\max} . Titik puncak parabolik merupakan nilai CoP_{\max} , dimana nilai CoP_{\max} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,044 pada λ sebesar 0,613; CoP_{\max} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,053 pada λ sebesar 0,565; dan CoP_{\max} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,038 pada λ sebesar 0,605. Nilai CoP_{\max} terjadi ketika λ_{optimum} , dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai λ_{optimum} , dan setelah melewati nilai λ_{optimum} kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk konfigurasi tanpa silinder dan konfigurasi kedua, dan sebesar 0,5 – 0,6 untuk konfigurasi pertama.

Berdasarkan gambar 4.4 juga diketahui bahwa peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi pertama dapat meningkatkan nilai CoP_{\max} pada turbin angin Savonius dari nilai CoP_{\max} sebesar 20,45%. Hal tersebut sesuai dengan hipotesis awal yang menyatakan bahwa peletakan silinder pada sisi samping *advancing blade* akan menimbulkan efek *nozzle* pada celah di antara sudu turbin dan silinder. Adanya efek *nozzle* tersebut akan meningkatkan kecepatan aliran serta momentum aliran, sehingga akan meningkatkan torsi positif pada turbin.

Sedangkan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua cenderung menurunkan nilai CoP_{\max} menjadi 0,038 atau sebesar -11,3%. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 4 m/s dan pada jarak $S/D = 1,37$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* relatif tidak berubah. Akibatnya, tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,37$ dengan kecepatan angin 4 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi pertama pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius, dan peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada kecepatan 4 m/s cenderung memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi pertama.



Gambar 4.5 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 5 m/s

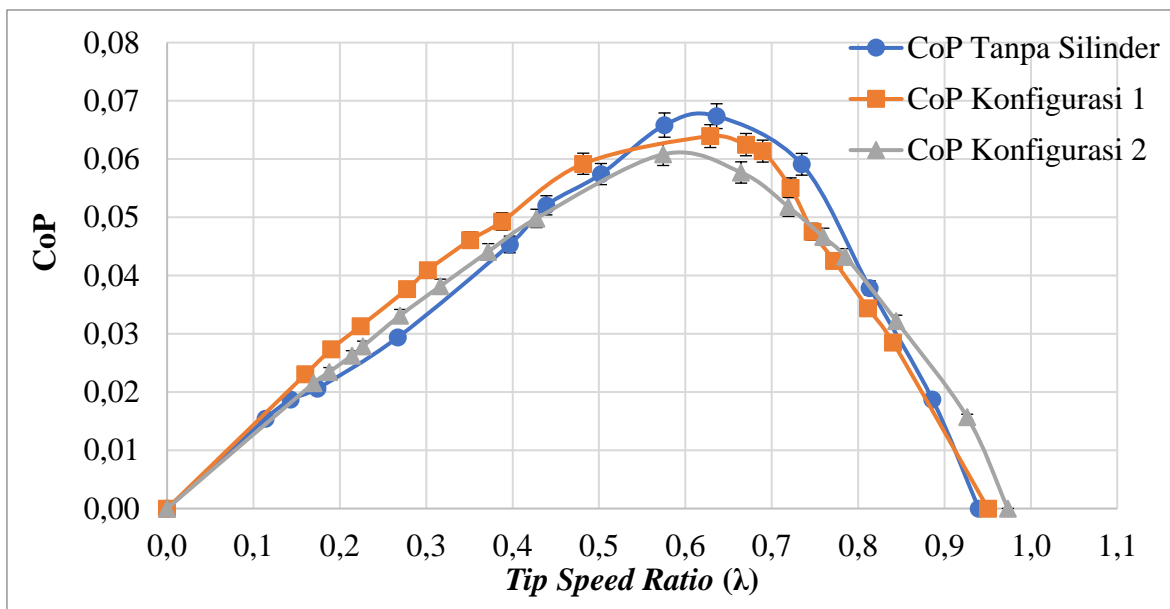
Pada gambar 4.5 disajikan grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 5 m/s. Nilai *coefficient of power* didapatkan dari rasio antara *coefficient of moment* dengan nilai λ . Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.5 dapat diketahui bahwa grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) memiliki bentuk parabolik terbuka ke bawah untuk seluruh variasi, baik tanpa maupun dengan dua konfigurasi silinder pengganggu. Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga CoP_{max} , kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ_{max} . Titik puncak parabolik merupakan nilai CoP_{max} , dimana nilai CoP_{max} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,057 pada λ sebesar 0,581; CoP_{max} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,059 pada λ sebesar 0,588; dan CoP_{max} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,054 pada λ sebesar 0,576. Nilai CoP_{max} terjadi ketika $\lambda_{optimum}$, dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai $\lambda_{optimum}$, dan setelah melewati nilai $\lambda_{optimum}$ kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk seluruh konfigurasi.

Berdasarkan gambar 4.5 juga diketahui bahwa peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi pertama dapat meningkatkan nilai CoP_{max} pada turbin angin Savonius dari nilai CoP_{max} sebesar 0,057 menjadi 0,059 atau sebesar 3,5%. Namun, peningkatan ini tidak terlalu signifikan dan masih masuk ke dalam *uncertainty* penelitian sebesar 5,03%, sehingga dapat dikatakan bahwa nilai CoP turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu dan dengan konfigurasi pertama memiliki nilai yang sama. Hal ini terjadi karena, menurut Sumner, et al. (1999), peletakan silinder yang terlalu dekat dengan sudu turbin menyebabkan besarnya momentum fluida yang masuk melalui celah akan meningkatkan *base pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari *advancing blade*. Hal tersebut menurunkan nilai torsi yang dihasilkan oleh turbin karena perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* mengecil, sehingga tidak terjadi peningkatan

gaya *drag* yang awalnya diduga akan didapatkan dari efek *nozzle* yang terjadi pada *advancing blade*.

Sedangkan, peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua cenderung menurunkan nilai CoP_{max} menjadi 0,054 atau sebesar -5,2%. Penurunan tersebut tidak terlalu signifikan dan masih berada pada sekitar nilai *uncertainty* penelitian sebesar 5,03%, sehingga dapat dikatakan bahwa nilai CoP turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu dan dengan konfigurasi kedua memiliki nilai yang sama. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan pada kecepatan rendah. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 5 m/s dan pada jarak $S/D = 1,37$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder pengganggu tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder pengganggu dan *returning blade* relatif tidak berubah, sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,37$ membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer* *returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* yang terjadi pada *returning blade* ini akan bernilai sama atau bahkan lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade*, sehingga nilai CoP yang didapatkan pada konfigurasi kedua tidak berbeda jauh dengan konfigurasi konvensional. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi pada kecepatan 5 m/s tidak memiliki pengaruh yang signifikan terhadap performa dari turbin angin Savonius dan menghasilkan nilai CoP yang sama dengan konfigurasi konvensional tanpa silinder pengganggu.



Gambar 4.6 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 6 m/s

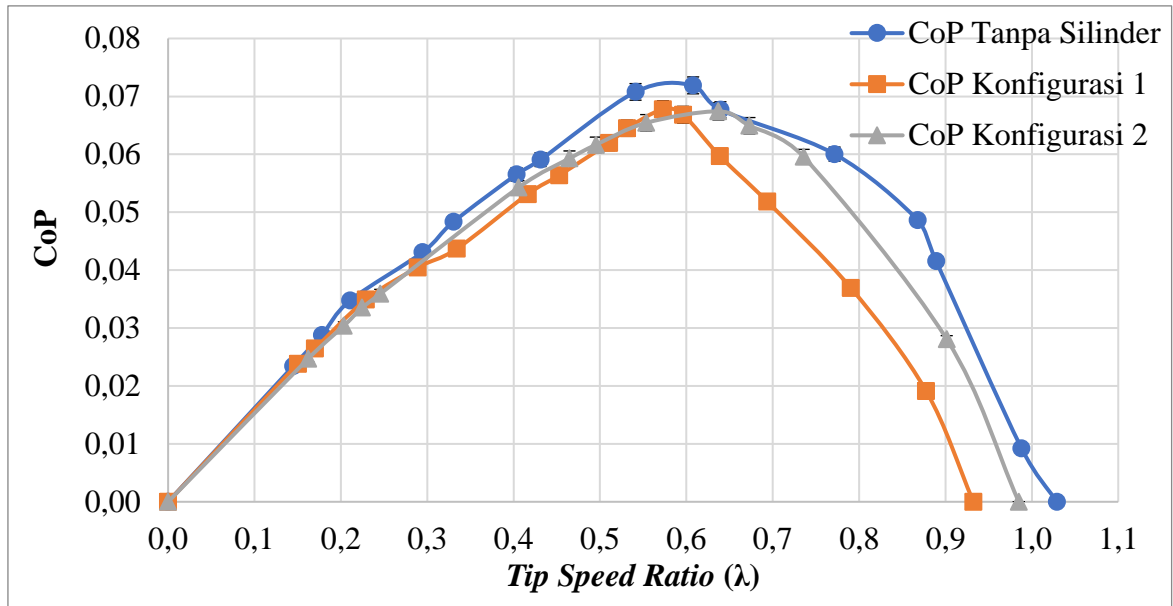
Pada gambar 4.6 disajikan grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 6 m/s. Nilai *coefficient of power* didapatkan dari rasio antara *coefficient of moment* dengan nilai λ . Nilai rentang λ didapatkan dari

penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.6 dapat diketahui bahwa grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) memiliki bentuk parabolik terbuka ke bawah untuk seluruh variasi, baik tanpa maupun dengan dua konfigurasi silinder pengganggu. Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga CoP_{\max} , kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ_{\max} . Titik puncak parabolik merupakan nilai CoP_{\max} , dimana nilai CoP_{\max} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,067 pada λ sebesar 0,636; CoP_{\max} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,064 pada λ sebesar 0,628; dan CoP_{\max} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,061 pada λ sebesar 0,574. Nilai CoP_{\max} terjadi ketika λ_{optimum} , dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai λ_{optimum} , dan setelah melewati nilai λ_{optimum} kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk seluruh konfigurasi.

Berdasarkan gambar 4.6 juga diketahui bahwa peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi pertama menurunkan nilai CoP_{\max} pada turbin angin Savonius dari nilai CoP_{\max} sebesar 0,067 menjadi 0,064 atau sebesar -4,47%. Namun, penurunan ini tidak terlalu signifikan, sehingga dapat dikatakan bahwa tidak terdapat perbedaan pada nilai CoP konfigurasi tanpa silinder dan konfigurasi pertama. Hal ini, menurut Sumner, et al. (1999), terjadi karena peletakan silinder pengganggu yang terlalu dekat dengan sudu turbin menyebabkan besarnya momentum fluida yang masuk melalui celah akan meningkatkan *base pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari *advancing blade*. Hal tersebut menyebabkan terjadinya penurunan torsi yang dihasilkan oleh turbin karena perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* mengecil, sehingga tidak terdapat peningkatan perbedaan gaya *drag* yang diduga muncul akibat adanya efek *nozzle* pada *advancing blade*.

Peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua menurunkan nilai CoP_{\max} menjadi 0,061 atau sebesar -8,9%. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan *returning blade* pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan pada kecepatan yang rendah. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 6 m/s dan pada jarak $S/D = 1,37$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder pengganggu tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder pengganggu dan *returning blade* relatif tidak berubah, sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,37$ membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* yang terjadi pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi pada kecepatan 6 m/s cenderung kurang efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius dan memiliki nilai CoP yang sama untuk konfigurasi konvensional dengan dua konfigurasi silinder pengganggu.



Gambar 4.7 Grafik nilai *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 7 m/s

Pada gambar 4.7 disajikan grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 7 m/s. Nilai *coefficient of power* didapatkan dari rasio antara *coefficient of moment* dengan nilai λ . Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.7 dapat diketahui bahwa grafik *coefficient of power* (CoP) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) memiliki bentuk parabolik terbuka ke bawah untuk seluruh variasi, baik tanpa maupun dengan dua konfigurasi silinder pengganggu. Nilai CoP akan meningkat seiring dengan peningkatan nilai λ hingga CoP_{max} , kemudian akan berangsur – angsur menurun hingga λ_{max} . Titik puncak parabolik merupakan nilai CoP_{max} , dimana nilai CoP_{max} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,072 pada λ sebesar 0,608; CoP_{max} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,068 pada λ sebesar 0,573; dan CoP_{max} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,067 pada λ sebesar 0,637. Nilai CoP_{max} terjadi ketika $\lambda_{optimum}$, dimana nilai CoP akan meningkat sampai pada nilai $\lambda_{optimum}$, dan setelah melewati nilai $\lambda_{optimum}$ kenaikan λ akan menurunkan nilai CoP. Dari grafik di atas dapat diketahui rentang operasi paling optimum terjadi ketika nilai λ sebesar 0,5 – 0,7 untuk seluruh konfigurasi.

Berdasarkan gambar 4.7 juga diketahui bahwa peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi pertama menurunkan nilai CoP_{max} pada turbin angin Savonius dari nilai CoP_{max} sebesar 0,072 menjadi 0,068 atau sebesar -5,55%. Hal tersebut, menurut Sumner, et al. (1999), terjadi karena peletakan silinder yang terlalu dekat dengan sudu turbin menyebabkan besarnya momentum fluida yang masuk melalui celah akan meningkatkan *base pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari *advancing blade*. Hal tersebut menyebabkan terjadinya penurunan torsi yang dihasilkan oleh turbin karena perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* mengecil, sehingga tidak terdapat peningkatan perbedaan gaya *drag* yang diduga muncul akibat adanya efek *nozzle* pada *advancing blade*.

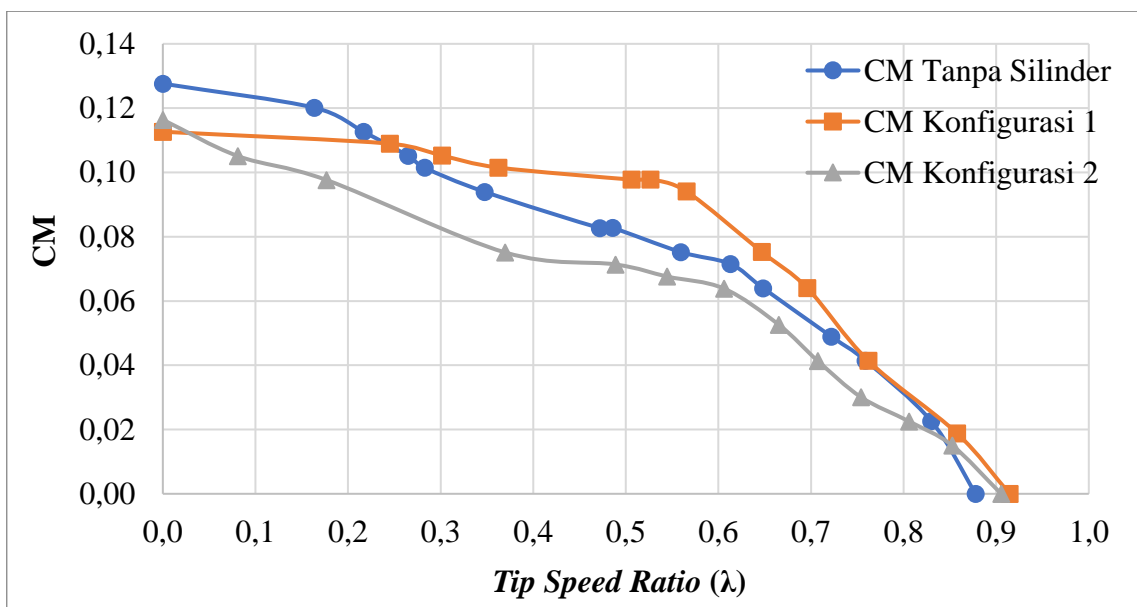
Peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua menurunkan nilai CoP_{max} menjadi 0,067 atau sebesar -6,94%. Hal tersebut terjadi karena peletakan silinder di depan

returning blade pada konfigurasi kedua tidak efektif untuk dilakukan. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 7 m/s dan pada jarak S/D = 1,37 diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder pengganggu tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder pengganggu dan *returning blade* relatif tidak berubah, sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada S/D = 1,37 membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi pada kecepatan 7 m/s cenderung kurang efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius dan memiliki nilai CoP yang sama untuk konfigurasi konvensional dengan dua konfigurasi silinder pengganggu.

Dari grafik CoP fungsi λ pada seluruh kecepatan konfigurasi pertama, diduga seiring dengan peningkatan kecepatan, *streamline* pada silinder terdefleksi lebih kecil dan menekan bagian belakang *advancing blade*. *Base pressure* pada sisi belakang *advancing blade* akan meningkat dan *pressure drop* pada *advancing blade* akan menurun, sehingga nilai CoP akan menurun.

4.3.2 Analisis Nilai *Coefficient of Moment* (C_M) Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

Pada gambar 4.8 hingga gambar 4.11 disajikan grafik *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 4 – 7 m/s. Analisis dilakukan untuk membandingkan performa dari turbin angin Savonius tanpa silinder dengan performa dari turbin angin Savonius yang telah diberikan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi.

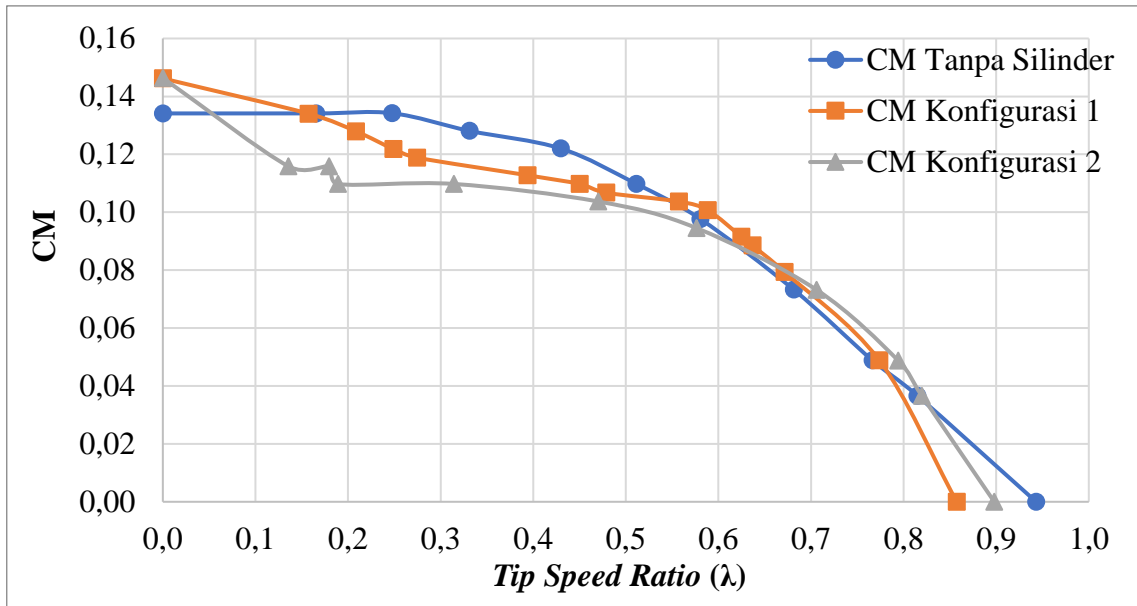


Gambar 4.8 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 4 m/s

Pada gambar 4.8 disajikan grafik *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 4 m/s. Nilai *coefficient of moment* didapatkan dari rasio antara torsi dinamis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.8 diketahui bahwa grafik C_M dengan fungsi λ memiliki tren menurun, dengan nilai C_{Mmax} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,127 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,877; C_{Mmax} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,112 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,914; C_{Mmax} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,116 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,905. Nilai C_{Mmax} untuk kedua konfigurasi bernilai lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder yaitu sebesar -11,8% untuk konfigurasi pertama dan -8,66% untuk konfigurasi kedua. Hal tersebut, menurut Sumner, et al. (1999), terjadi karena peletakan silinder yang terlalu dekat dengan sudu turbin menyebabkan besarnya momentum fluida yang masuk melalui celah akan meningkatkan *base pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari *advancing blade*. Hal tersebut menyebabkan terjadinya penurunan torsi yang dihasilkan oleh turbin karena perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* mengecil.

Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 4 m/s dan pada jarak $S/D = 1,37$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder dan *returning blade* relatif tidak berubah. Akibatnya, tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D 1,37$ dengan kecepatan angin 4 m/s membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*, sehingga pada konfigurasi kedua memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi pertama. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi pada kecepatan 4 m/s tidak mempengaruhi nilai C_M .



Gambar 4.9 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 5 m/s

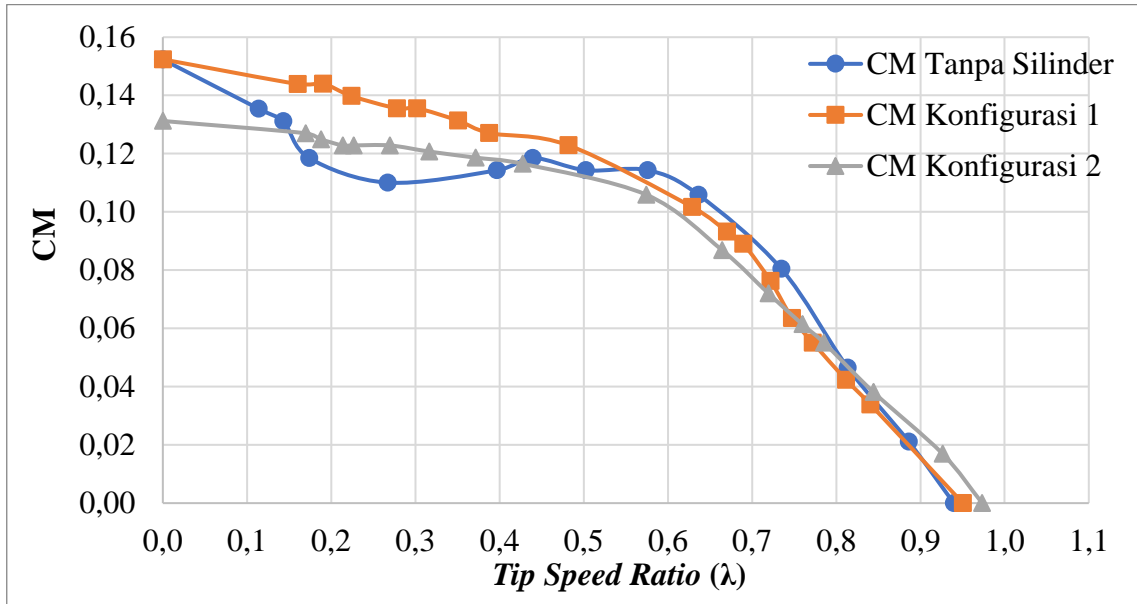
Pada gambar 4.9 disajikan grafik *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 5 m/s. Nilai *coefficient of moment* didapatkan dari rasio antara torsi dinamis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.9 diketahui bahwa grafik C_M dengan fungsi λ memiliki tren menurun, dengan nilai C_{Mmax} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,134 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,943; C_{Mmax} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,146 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,857; C_{Mmax} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,146 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,898. Nilai C_{Mmax} untuk kedua konfigurasi bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder dengan nilai C_{Mmax} yang sama yaitu sebesar 8,9%. Walaupun memiliki nilai C_{Mmax} yang sama, namun dari grafik yang tersaji terlihat bahwa untuk konfigurasi kedua memiliki nilai C_M yang lebih rendah di banyak titik dibandingkan dengan konfigurasi pertama.

Namun secara keseluruhan, tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara nilai C_M konfigurasi tanpa silinder dengan kedua konfigurasi silinder pengganggu. Hal tersebut, menurut Sumner, et al. (1999), terjadi karena peletakan silinder yang terlalu dekat dengan sudu turbin menyebabkan besarnya momentum fluida yang masuk melalui celah akan meningkatkan *base pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari *advancing blade*. Hal tersebut menyebabkan terjadinya penurunan torsi yang dihasilkan oleh turbin karena perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* mengecil. Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 5 m/s dan pada jarak $S/D = 1,37$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder pengganggu tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder pengganggu dan *returning blade* relatif tidak berubah, sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,37$ membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan

meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*.

Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi pada kecepatan 5 m/s secara keseluruhan tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap performa dari turbin angin Savonius.



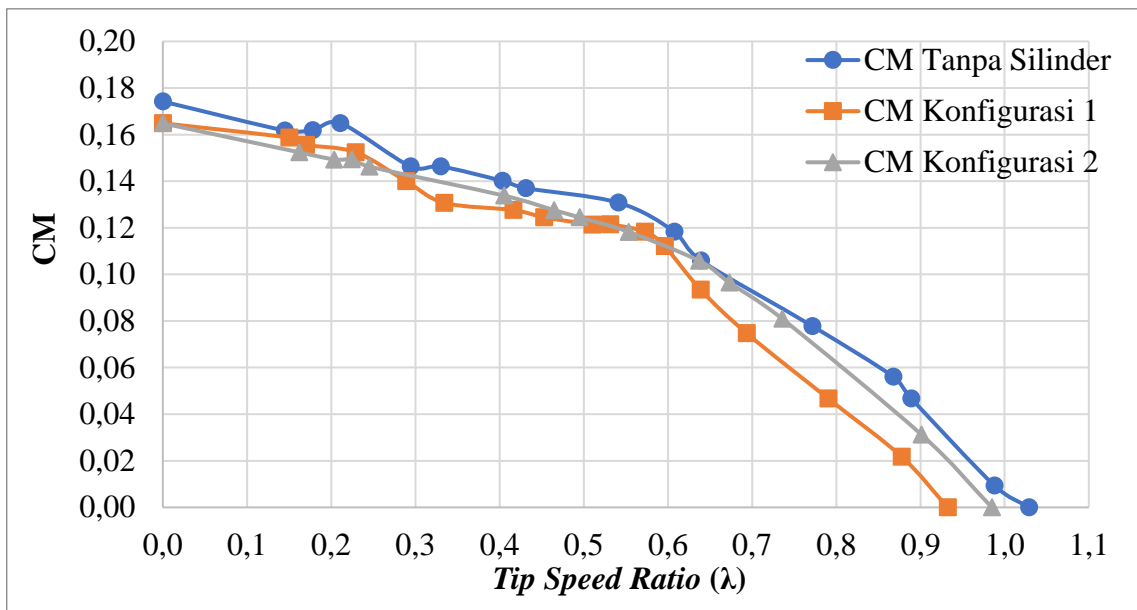
Gambar 4.10 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 6 m/s

Pada gambar 4.10 disajikan grafik *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 6 m/s. Nilai *coefficient of moment* didapatkan dari rasio antara torsi dinamis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.10 diketahui bahwa grafik C_M dengan fungsi λ memiliki tren menurun, dengan nilai C_{Mmax} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,152 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,940; C_{Mmax} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,152 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,950; C_{Mmax} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,131 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,973. Nilai C_{Mmax} untuk konfigurasi pertama bernilai sama dengan konfigurasi tanpa silinder atau terjadi peningkatan sebesar 0%, dan nilai C_{Mmax} untuk konfigurasi kedua bernilai lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder atau terjadi peningkatan sebesar -13,8%. Hal tersebut, menurut Sumner, et al. (1999), terjadi karena peletakan silinder yang terlalu dekat dengan sudu turbin menyebabkan besarnya momentum fluida yang masuk melalui celah antara silinder pengganggu dan sudu turbin akan meningkatkan *base pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari *advancing blade*. Hal tersebut menyebabkan terjadinya penurunan torsi yang dihasilkan oleh turbin karena perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* mengecil.

Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 6 m/s dan pada jarak $S/D = 1,37$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder pengganggu tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder pengganggu dan *returning blade* relatif tidak berubah, sehingga tekanan yang terjadi pada

returning blade tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,37$ membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi pada kecepatan 6 m/s secara keseluruhan tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap performa dari turbin angin Savonius.



Gambar 4.11 Grafik nilai *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 7 m/s

Pada gambar 4.11 disajikan grafik *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 7 m/s. Nilai *coefficient of moment* didapatkan dari rasio antara torsi dinamis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai rentang λ didapatkan dari penambahan beban pada *brake dynamometer* yang ditambahkan sedikit demi sedikit hingga turbin berhenti berputar.

Dari gambar 4.11 diketahui bahwa grafik C_M dengan fungsi λ memiliki tren menurun, dengan nilai C_{Mmax} untuk konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,174 dengan nilai λ_{max} sebesar 1,029; C_{Mmax} untuk konfigurasi pertama sebesar 0,165 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,932; C_{Mmax} untuk konfigurasi kedua sebesar 0,165 dengan nilai λ_{max} sebesar 0,985. Nilai C_{Mmax} untuk kedua konfigurasi bernilai lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder dengan nilai C_{Mmax} yang sama atau terjadi peningkatan sebesar -5,17%.

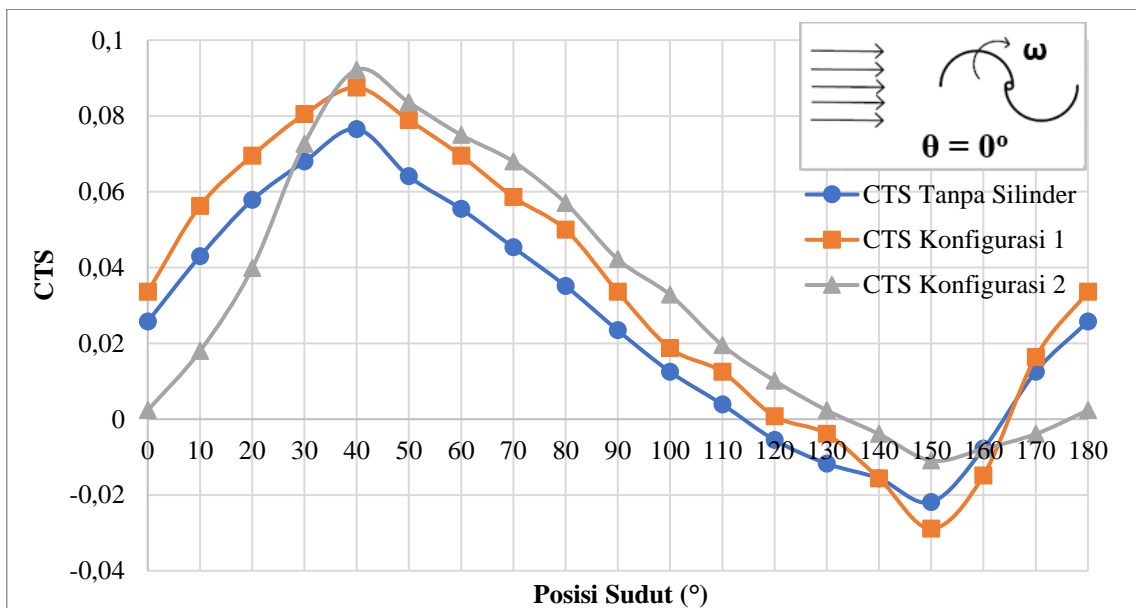
Secara keseluruhan, nilai C_M untuk kedua konfigurasi memiliki nilai yang lebih rendah dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder, bahkan hampir tidak ada terdapat perbedaan yang signifikan. Hal tersebut, menurut Sumner, et al. (1999), terjadi karena peletakan silinder yang terlalu dekat dengan sudu turbin menyebabkan besarnya momentum fluida yang masuk melalui celah akan meningkatkan *base pressure* dan menurunkan gaya *drag* dari *advancing blade*. Hal tersebut menyebabkan terjadinya

penurunan torsi yang dihasilkan oleh turbin karena perbedaan gaya *drag* antara *advancing blade* dan *returning blade* mengecil.

Peletakan silinder pengganggu di depan *returning blade* pada kecepatan 7 m/s dan pada jarak $S/D = 1,37$ diduga membuat *wake* yang terbentuk di belakang silinder pengganggu tidak terlalu besar, sehingga tekanan pada daerah di antara silinder pengganggu dan *returning blade* relatif tidak berubah, sehingga tekanan yang terjadi pada *returning blade* tidak turun. Di sisi lain, posisi silinder pada $S/D = 1,37$ membuat *shear layer* yang terlepas dari silinder jatuh mengenai *boundary layer* *returning blade* yang sudah turbulen, sehingga *boundary layer* tersebut semakin turbulen. Hal ini menyebabkan tekanan di belakang *returning blade* mengecil, sehingga *pressure drop* pada *returning blade* akan meningkat dan meningkatkan gaya *drag* yang bekerja pada *returning blade*. Peningkatan gaya *drag* pada *returning blade* ini lebih besar dibandingkan dengan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* yang diakibatkan oleh efek *nozzle*. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi pada kecepatan 7 m/s secara keseluruhan tidak memberikan pengaruh yang signifikan terhadap performa dari turbin angin Savonius.

4.3.3 Analisis Nilai *Coefficient of Static Torque* (CTS) Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu

Pada gambar 4.12 hingga gambar 4.15 disajikan grafik *coefficient of moment* (C_M) turbin angin Savonius fungsi *tip speed ratio* (λ) tanpa dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 4 – 7 m/s. Analisis dilakukan untuk mengetahui kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.



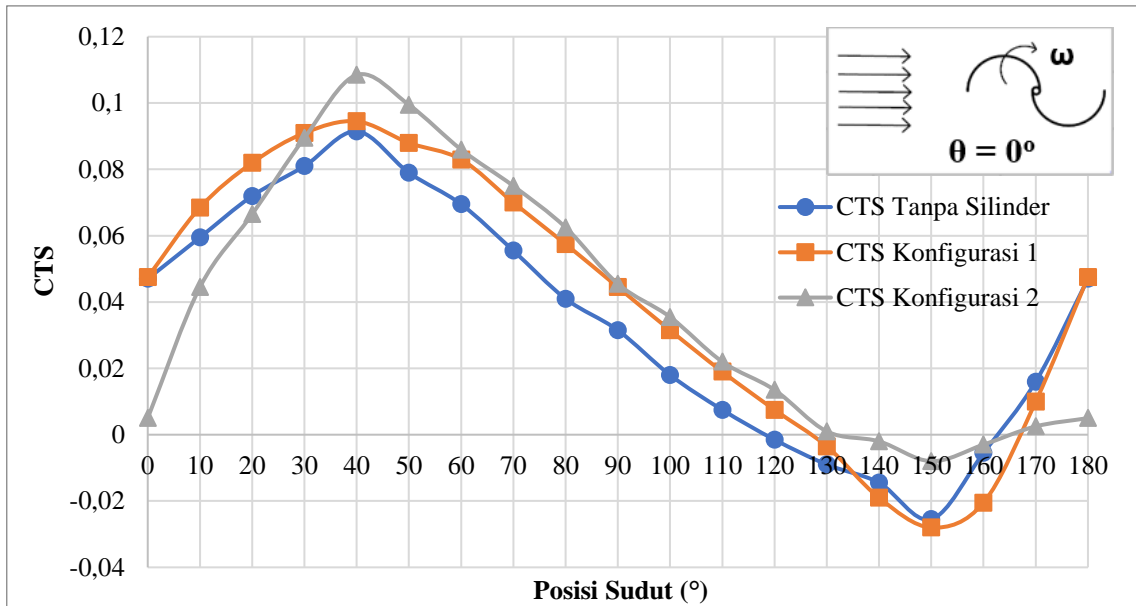
Gambar 4.12 Grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 4 m/s

Pada gambar 4.12, disajikan grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) fungsi posisi sudut (°) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 4 m/s. Nilai *coefficient of static torque* didapatkan dari rasio antara nilai torsi statis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai torsi statis didapatkan dari pembacaan *torquemeter* yang dipasang pada poros turbin dan diukur ketika sudut turbin 0° hingga 180° dengan repetisi pengukuran tiap 10°.

Dari gambar 4.12, dapat diketahui bahwa grafik CTS fungsi posisi sudut berbentuk sinusoidal dengan nilai CTS maksimum terjadi ketika sudut 40° dan nilai CTS minimum terjadi ketika sudut 150° . Pada konfigurasi tanpa silinder, didapatkan CTS maksimum senilai 0,076; dan CTS minimum senilai -0,021. Pada konfigurasi pertama, didapatkan CTS maksimum senilai 0,087; dan CTS minimum senilai -0,028. Pada konfigurasi kedua, didapatkan CTS maksimum senilai 0,092, dan CTS minimum senilai -0,011.

Berdasarkan gambar 4.12 dapat dianalisis bahwa pada konfigurasi pertama kecepatan 4 m/s, sudut 0° hingga 40° mengalami peningkatan nilai CTS karena adanya efek *nozzle* yang terjadi pada celah di antara silinder pengganggu dengan *advancing blade*, sehingga pada sisi belakang *advancing blade* terdapat *attached flow* yang memiliki kecepatan yang tinggi dan tekanan yang rendah dan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° , nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. *Attached flow* yang terdapat pada sisi belakang *advancing blade* memiliki tekanan yang rendah, sehingga akan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 150° hingga 170° mengalami penurunan nilai CTS karena efek *nozzle* terjadi pada *returning blade* dan memperbesar gaya *drag* pada *returning blade*, sehingga menyebabkan nilai torsi negatif semakin besar. Secara keseluruhan, konfigurasi pertama memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder dan akan meningkatkan nilai torsi positif pada turbin angin Savonius. Hal ini ditunjukkan dengan semakin menyempitnya daerah torsi negatif pada grafik yang sebelumnya berada pada *range* sudut 110° hingga 170° menjadi 120° hingga 170° . Nilai torsi statis positif menunjukkan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang baik, sedangkan nilai torsi statis negatif menunjukkan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang buruk, sehingga perlu gaya tambahan untuk dapat berputar.

Kemudian untuk konfigurasi kedua kecepatan 4 m/s, sudut 0° hingga 30° mengalami penurunan nilai CTS karena aliran yang menuju *advancing blade* terganggu oleh adanya silinder pengganggu pada sisi depan *returning blade*, sehingga gaya *drag* yang dihasilkan lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Pada sudut 40° , nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. Aliran yang mengarah ke *returning blade* juga terganggu akibat adanya silinder di depan *returning blade*, sehingga semakin memperbesar perbedaan gaya *drag* antar sudu. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS dan bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi pertama karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 130° hingga 140° dan 170° hingga 180° , nilai CTS bernilai hampir sama dengan 0 karena efek *nozzle* yang terjadi pada *returning blade* membuat perbedaan gaya *drag* antara dua sudu mengecil. Secara keseluruhan, konfigurasi kedua memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Daerah torsi negatif untuk konfigurasi kedua juga lebih sempit dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder, yaitu berada pada *range* sudut 130° hingga 180° . Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder dengan kedua konfigurasi pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.



Gambar 4.13 Grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 5 m/s

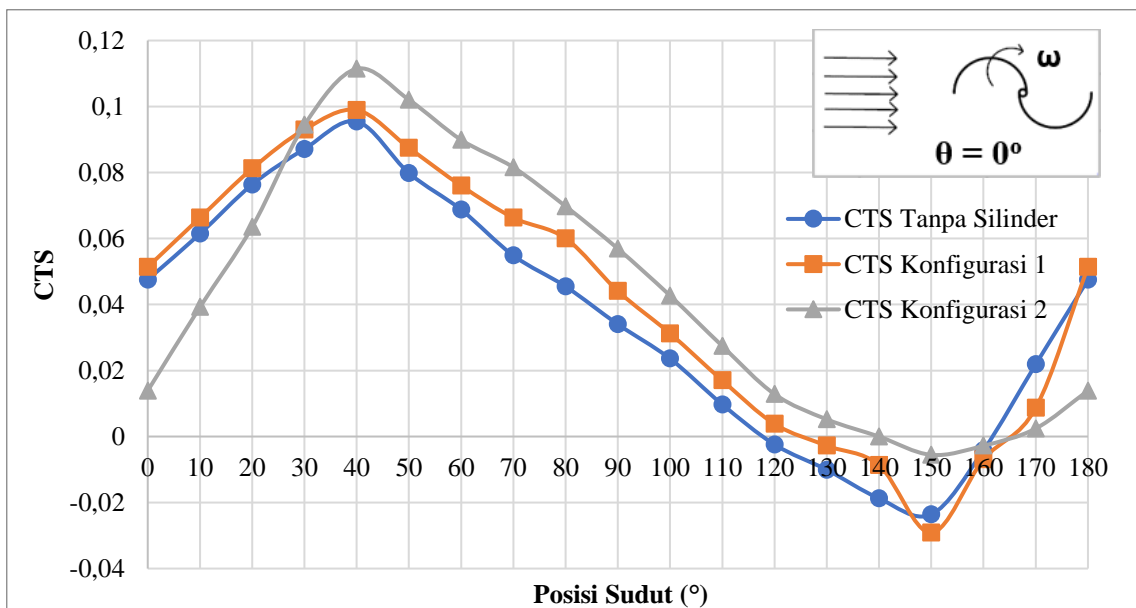
Pada gambar 4.13, disajikan grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) fungsi posisi sudut ($^{\circ}$) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 5 m/s. Nilai *coefficient of static torque* didapatkan dari rasio antara nilai torsi statis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai torsi statis didapatkan dari pembacaan *torquemeter* yang dipasang pada poros turbin dan diukur ketika sudut turbin 0° hingga 180° dengan repetisi pengukuran tiap 10° .

Dari gambar 4.13, dapat diketahui bahwa grafik CTS fungsi posisi sudut berbentuk sinusoidal dengan nilai CTS maksimum terjadi ketika sudut 40° dan nilai CTS minimum terjadi ketika sudut 150° . Pada konfigurasi tanpa silinder, didapatkan CTS maksimum senilai 0,091; dan CTS minimum senilai -0,025. Pada konfigurasi pertama, didapatkan CTS maksimum senilai 0,094; dan CTS minimum senilai -0,028. Pada konfigurasi kedua, didapatkan CTS maksimum senilai 0,108, dan CTS minimum senilai -0,008.

Berdasarkan gambar 4.13 dapat dianalisis bahwa pada konfigurasi pertama kecepatan 5 m/s, sudut 0° hingga 40° mengalami peningkatan nilai CTS karena adanya efek *nozzle* yang terjadi pada celah di antara silinder pengganggu dengan *advancing blade*, sehingga pada sisi belakang *advancing blade* terdapat *attached flow* yang memiliki kecepatan yang tinggi dan tekanan yang rendah dan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° , nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. *Attached flow* yang terdapat pada sisi belakang *advancing blade* memiliki tekanan yang rendah, sehingga akan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 140° hingga 170° mengalami penurunan nilai CTS karena efek *nozzle* terjadi pada *returning blade* dan memperbesar gaya *drag* pada *returning blade*, sehingga menyebabkan nilai torsi negatif semakin besar. Secara keseluruhan, konfigurasi pertama memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder dan akan meningkatkan nilai torsi positif pada turbin angin Savonius. Hal ini ditunjukkan dengan semakin menyempitnya daerah torsi negatif pada grafik yang sebelumnya berada pada *range* sudut 120° hingga 170° menjadi 120° hingga 170° . Nilai torsi statis positif menunjukkan bahwa turbin memiliki

kemampuan *self starting* yang baik, sedangkan nilai torsi statis negatif menunjukkan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang buruk, sehingga perlu gaya tambahan untuk dapat berputar.

Kemudian untuk konfigurasi kedua kecepatan 5 m/s, sudut 0° hingga 30° mengalami penurunan nilai CTS karena aliran yang menuju *advancing blade* terganggu oleh adanya silinder pengganggu pada sisi depan *returning blade*, sehingga gaya *drag* yang dihasilkan lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Pada sudut 40°, nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. Aliran yang mengarah ke *returning blade* juga terganggu akibat adanya silinder di depan *returning blade*, sehingga semakin memperbesar perbedaan gaya *drag* antar sudu. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS dan bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi pertama karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 130° hingga 180°, nilai CTS bernilai hampir sama dengan 0 karena efek *nozzle* yang terjadi pada *returning blade* membuat perbedaan gaya *drag* antara dua sudu mengecil. Secara keseluruhan, konfigurasi kedua memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Daerah torsi negatif untuk konfigurasi kedua juga lebih sempit dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder, yaitu berada pada *range* sudut 130° hingga 170°. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder dengan kedua konfigurasi pada kecepatan 5 m/s dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.



Gambar 4.14 Grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 6 m/s

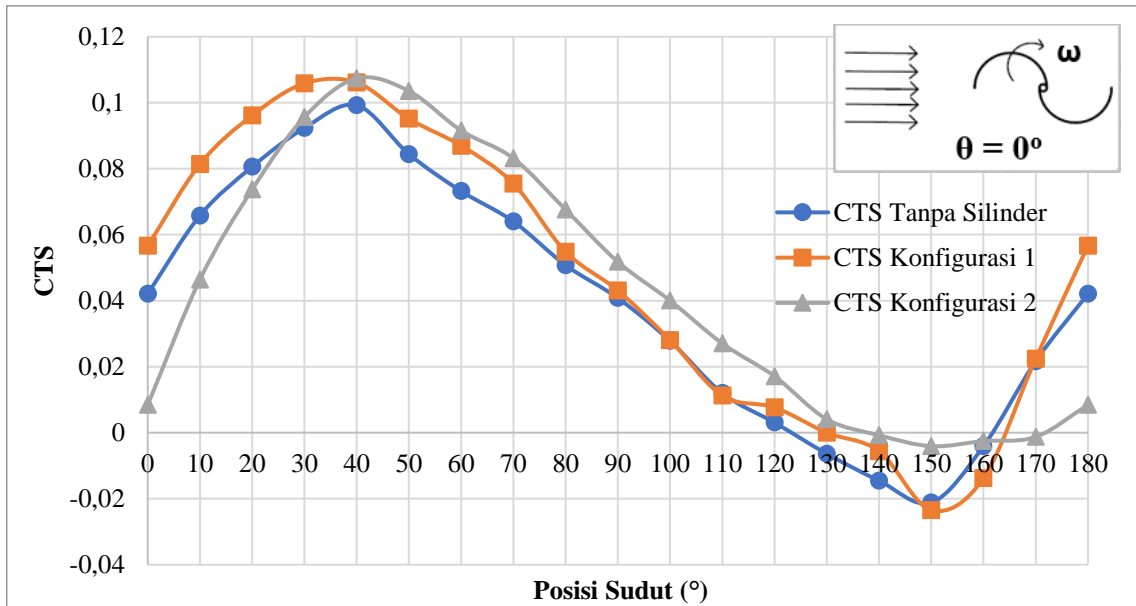
Pada gambar 4.14, disajikan grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) fungsi posisi sudut (°) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 6 m/s. Nilai *coefficient of static torque* didapatkan dari rasio antara nilai torsi statis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai torsi statis didapatkan dari pembacaan *torquemeter* yang dipasang pada poros turbin dan diukur ketika sudut turbin 0° hingga 180° dengan repetisi pengukuran tiap 10°.

Dari gambar 4.14, dapat diketahui bahwa grafik CTS fungsi posisi sudut berbentuk sinusoidal dengan nilai CTS maksimum terjadi ketika sudut 40° dan nilai CTS minimum

terjadi ketika sudut 150° . Pada konfigurasi tanpa silinder, didapatkan CTS maksimum senilai 0,095; dan CTS minimum senilai -0,023. Pada konfigurasi pertama, didapatkan CTS maksimum senilai 0,098; dan CTS minimum senilai -0,029. Pada konfigurasi kedua, didapatkan CTS maksimum senilai 0,111, dan CTS minimum senilai -0,005.

Berdasarkan gambar 4.14 dapat dianalisis bahwa pada konfigurasi pertama kecepatan 6 m/s, sudut 0° hingga 40° mengalami peningkatan nilai CTS karena adanya efek *nozzle* yang terjadi pada celah di antara silinder pengganggu dengan *advancing blade*, sehingga pada sisi belakang *advancing blade* terdapat *attached flow* yang memiliki kecepatan yang tinggi dan tekanan yang rendah dan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° , nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. *Attached flow* yang terdapat pada sisi belakang *advancing blade* memiliki tekanan yang rendah, sehingga akan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 140° hingga 170° mengalami penurunan nilai CTS karena efek *nozzle* terjadi pada *returning blade* dan memperbesar gaya *drag* pada *returning blade*, sehingga menyebabkan nilai torsi negatif semakin besar. Secara keseluruhan, konfigurasi pertama memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder dan akan meningkatkan nilai torsi positif pada turbin angin Savonius. Hal ini ditunjukkan dengan semakin menyempitnya daerah torsi negatif pada grafik yang sebelumnya berada pada *range* sudut 110° hingga 170° menjadi 120° hingga 170° . Nilai torsi statis positif menunjukkan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang baik, sedangkan nilai torsi statis negatif menunjukkan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang buruk, sehingga perlu gaya tambahan untuk dapat berputar.

Kemudian untuk konfigurasi kedua kecepatan 6 m/s, sudut 0° hingga 30° mengalami penurunan nilai CTS karena aliran yang menuju *advancing blade* terganggu oleh adanya silinder pengganggu pada sisi depan *returning blade*, sehingga gaya *drag* yang dihasilkan lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Pada sudut 40° , nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. Aliran yang mengarah ke *returning blade* juga terganggu akibat adanya silinder di depan *returning blade*, sehingga semakin memperbesar perbedaan gaya *drag* antar sudu. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS dan bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi pertama karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 140° hingga 170° , nilai CTS bernilai hampir sama dengan 0 karena efek *nozzle* yang terjadi pada *returning blade* membuat perbedaan gaya *drag* antara dua sudu mengecil. Secara keseluruhan, konfigurasi kedua memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Daerah torsi negatif untuk konfigurasi kedua juga lebih sempit dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder, yaitu berada pada *range* sudut 140° hingga 170° . Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder dengan kedua konfigurasi pada kecepatan 6 m/s dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.



Gambar 4.15 Grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu untuk kecepatan 7 m/s

Pada gambar 4.15, disajikan grafik nilai *coefficient of static torque* (CTS) fungsi posisi sudut ($^{\circ}$) tanpa silinder pengganggu dan dengan dua konfigurasi silinder pengganggu untuk variasi kecepatan 7 m/s. Nilai *coefficient of static torque* didapatkan dari rasio antara nilai torsi statis turbin dengan nilai torsi teoritis. Nilai torsi statis didapatkan dari pembacaan *torquemeter* yang dipasang pada poros turbin dan diukur ketika sudut turbin 0° hingga 180° dengan repetisi pengukuran tiap 10° .

Dari gambar 4.15, dapat diketahui bahwa grafik CTS fungsi posisi sudut berbentuk sinusoidal dengan nilai CTS maksimum terjadi ketika sudut 40° dan nilai CTS minimum terjadi ketika sudut 150° . Pada konfigurasi tanpa silinder, didapatkan CTS maksimum senilai 0,099; dan CTS minimum senilai -0,021. Pada konfigurasi pertama, didapatkan CTS maksimum senilai 0,106; dan CTS minimum senilai -0,023. Pada konfigurasi kedua, didapatkan CTS maksimum senilai 0,107, dan CTS minimum senilai -0,004.

Berdasarkan gambar 4.15 dapat dianalisis bahwa pada konfigurasi pertama kecepatan 7 m/s, sudut 0° hingga 40° mengalami peningkatan nilai CTS karena adanya efek *nozzle* yang terjadi pada celah di antara silinder pengganggu dengan *advancing blade*, sehingga pada sisi belakang *advancing blade* terdapat *attached flow* yang memiliki kecepatan yang tinggi dan tekanan yang rendah dan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° , nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. *Attached flow* yang terdapat pada sisi belakang *advancing blade* memiliki tekanan yang rendah, sehingga akan meningkatkan gaya *drag* pada *advancing blade*. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 150° hingga 170° mengalami penurunan nilai CTS karena efek *nozzle* terjadi pada *returning blade* dan memperbesar gaya *drag* pada *returning blade*, sehingga menyebabkan nilai torsi negatif semakin besar. Secara keseluruhan, konfigurasi pertama memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder dan akan meningkatkan nilai torsi positif pada turbin angin Savonius. Hal ini ditunjukkan dengan semakin menyempitnya daerah torsi negatif pada grafik yang sebelumnya berada pada *range* sudut 120° hingga 170° menjadi 130° hingga 170° . Nilai torsi statis positif menunjukkan bahwa turbin memiliki

kemampuan *self starting* yang baik, sedangkan nilai torsi statis negatif menunjukkan bahwa turbin memiliki kemampuan *self starting* yang buruk, sehingga perlu gaya tambahan untuk dapat berputar.

Kemudian untuk konfigurasi kedua kecepatan 7 m/s, sudut 0° hingga 30° mengalami penurunan nilai CTS karena aliran yang menuju *advancing blade* terganggu oleh adanya silinder pengganggu pada sisi depan *returning blade*, sehingga gaya *drag* yang dihasilkan lebih kecil dibandingkan dengan konfigurasi konvensional. Pada sudut 40°, nilai CTS mencapai maksimum karena pada sudut tersebut, efek *nozzle* memperbesar momentum dan kecepatan aliran yang mengarah menuju *advancing blade*. Aliran yang mengarah ke *returning blade* juga terganggu akibat adanya silinder di depan *returning blade*, sehingga semakin memperbesar perbedaan gaya *drag* antar sudu. Pada sudut 40° hingga 140° juga mengalami peningkatan nilai CTS dan bernilai lebih tinggi dibandingkan dengan konfigurasi pertama karena masih terdapat efek *nozzle* pada *advancing blade*. Pada sudut 140° hingga 170°, nilai CTS bernilai hampir sama dengan 0 karena efek *nozzle* yang terjadi pada *returning blade* membuat perbedaan gaya *drag* antara dua sudu mengecil. Secara keseluruhan, konfigurasi kedua memiliki nilai CTS yang lebih baik dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Daerah torsi negatif untuk konfigurasi kedua juga lebih sempit dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder, yaitu berada pada *range* sudut 140° hingga 170°. Oleh karena itu, dapat disimpulkan bahwa peletakan silinder dengan kedua konfigurasi pada kecepatan 7 m/s dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisis dan perhitungan pada penelitian yang telah dilakukan, didapatkan beberapa kesimpulan mengenai pengaruh peletakan silinder pengganggu dengan dua konfigurasi terhadap performa dari turbin angin Savonius sebagai berikut:

1. Peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi pertama pada kecepatan 4 m/s dapat meningkatkan nilai *coefficient of power* sebesar 20,45%, sementara pada kecepatan 5-7 m/s kurang efektif untuk meningkatkan nilai *coefficient of power*, dan pada seluruh kecepatan kurang efektif dalam meningkatkan *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius.
2. Peletakan silinder pengganggu dengan konfigurasi kedua pada seluruh kecepatan cenderung tidak efektif dalam meningkatkan *coefficient of power* dan *coefficient of moment* dari turbin angin Savonius.
3. Peletakan silinder pengganggu dengan kedua konfigurasi pada seluruh kecepatan dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan agar pada penelitian selanjutnya didapatkan hasil yang lebih baik adalah sebagai berikut:

1. Lebih rutin memberikan pelumasan pada *bearing* poros turbin angin Savonius.
2. Melakukan pengambilan data torsi statis dengan memperhatikan poros turbin angin Savonius.

DAFTAR PUSTAKA

- Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi, 2021. *Outlook Energi Indonesia 2021*. Jakarta: Pusat Pengkajian Industri Proses dan Energi (PPIPE).
- Badan Pusat Statistik, 2021. *Badan Pusat Statistik*. [Online] Available at: <https://www.bps.go.id/pressrelease/2021/01/21/1854/hasil-sensus-penduduk-2020.html> [Diakses 2 February 2022].
- Katkade, O. V., Pawar, Y. G., Ahire, V. & Chavan, S. G., 2015. Small Scale Savonius Vertical Axis Wind Turbine. *International Journal of Technology Enhancements and Emerging Engineering Research*, Volume 3, pp. 15-18.
- Nahkoda, Y. & Saleh, C., 2015. Rancang Bangun Kincir Angin Sumbu Vertikal Pembangkit Tenaga Listrik Portabel. In *Seminar Nasional Sains dan Teknologi Terapan (ITATS)*, pp. 987-602.
- Pritchard, P. J., 2011. *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics*. 8th penyunt. New Jersey, USA: John Wiley & Sons, Inc.
- Roy, S. & Saha, U., 2013. Review of experimental investigations into the design, performance and optimization of the Savonius rotor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 227(4), pp. 528-542.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T. & Widodo, W. A., 2019. Flow Analysis of a Circular Cylinder on the Savonius Hydrokinetic Turbine Performance Placed the Side of Advancing Blade. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, 19(6), pp. 41-48.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T. & Widodo, W. A., 2019. Numerical Study of the Stagger Angle Effect of a Circular Cylinder Installed in Front of Returning Blade Toward the Vertical Axis Savonius Water Turbine Performance. *Journal of Physics: Conference Series*, 1179(1), pp. 1-6.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T. & Widodo, W. A., 2020. *A numerical study of savonius water turbine performance disturbed by circular cylinder in front of turbine*. s.l., s.n.
- Sumner, D., Wong, S. S. T., Price, S. J. & Paigdoussis, M. P., 1999. Fluid Behavior of Side-by-side Circular Cylinder in Steady Cross-Flow. *Journal of Fluids and Structures*, Volume 13, pp. 309-338.
- Triyogi, Y., Bagas, R.A., Suksmatayya, P., Festy, M.M., Elza, L., Vega, N.A., Dionisius, J., Michael, L.B., Afiyah, S.M., 2020. Enhancing Savonius Turbine Self-starting Capability by Installing a Circular Cylinder in Front of Returning Turbine Blade. *The International Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, X(2), pp. 11-18.
- Triyogi, Y., Sakti, G., Nur Aulia, F. & Chandra Wijaya, A., 2020. Improving the performance of Savonius wind turbine by installation of a circular cylinder upstream of returning turbine blade: Improving the Performance of Savonius Wind Turbine. *Alexandria Engineering Journal*, 59(6), pp. 4923-4932.
- Wenehenubun, F., Saputra, A. & Sutanto, H., 2015. An experimental study on the performance of Savonius wind turbine related with the number of blades. *2nd International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application*, Volume 68, pp. 297-304.

LAMPIRAN

A. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT, DAN COEFFICIENT OF STATIC TORQUE TURBIN ANGIN SAVONIUS TANPA SILINDER PENGANGGU

Tabel A.1 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	4	247,0	25,869	0	0	0,090	1,174	0,878	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	4	233,5	24,456	10,01	40	0,090	1,174	0,830	0,0037	0,0188	0,0226
27,5	4	213,6	22,366	20,06	75	0,090	1,174	0,759	0,0068	0,0314	0,0414
27,5	4	203,2	21,276	25,09	90	0,090	1,174	0,722	0,0080	0,0353	0,0489
27,5	4	182,5	19,109	30,12	115	0,090	1,174	0,648	0,0105	0,0415	0,0640
27,5	4	172,5	18,068	35,16	130	0,090	1,174	0,613	0,0117	0,0438	0,0715
27,5	4	157,4	16,485	40,19	140	0,090	1,174	0,559	0,0123	0,0421	0,0752
27,5	4	136,8	14,320	45,24	155	0,090	1,174	0,486	0,0135	0,0402	0,0827
27,5	4	132,8	13,906	50,27	160	0,090	1,174	0,472	0,0135	0,0390	0,0827
27,5	4	97,8	10,239	55,31	180	0,090	1,174	0,347	0,0154	0,0326	0,0940
27,5	4	79,6	8,336	65,39	200	0,090	1,174	0,283	0,0166	0,0287	0,1014
27,5	4	74,5	7,802	70,46	210	0,090	1,174	0,265	0,0172	0,0278	0,1052
27,5	4	61,0	6,387	80,55	230	0,090	1,174	0,217	0,0184	0,0244	0,1126
27,5	4	46,0	4,819	90,58	250	0,090	1,174	0,164	0,0196	0,0196	0,1201
27,5	4	0,0	0,000	100,66	270	0,090	1,174	0,000	0,0209	0,0000	0,1276

Tabel A.2 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 5 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	5	294,9	30,881	0	0	0,090	1,174	0,943	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	5	254,8	26,687	10,03	70	0,090	1,174	0,815	0,0074	0,0298	0,0366
27,5	5	239,6	25,095	20,03	100	0,090	1,174	0,766	0,0099	0,0374	0,0488
27,5	5	213,1	22,313	30,02	150	0,090	1,174	0,681	0,0148	0,0499	0,0732
27,5	5	181,6	19,013	40,08	200	0,090	1,174	0,581	0,0197	0,0567	0,0976
27,5	5	159,9	16,745	50,16	230	0,090	1,174	0,511	0,0222	0,0561	0,1098
27,5	5	134,4	14,074	60,13	260	0,090	1,174	0,430	0,0246	0,0524	0,1220
27,5	5	103,6	10,845	70,15	280	0,090	1,174	0,331	0,0259	0,0424	0,1281
27,5	5	77,5	8,111	80,16	300	0,090	1,174	0,248	0,0271	0,0332	0,1342
27,5	5	51,8	5,419	90,25	310	0,090	1,174	0,166	0,0271	0,0222	0,1341
27,5	5	0,0	0,000	100,27	320	0,090	1,174	0,000	0,0271	0,0000	0,1341

Tabel A.3 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 6 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	6	352,6	36,923	0	0	0,090	1,174	0,940	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	6	332,5	34,814	20,1	70	0,090	1,174	0,886	0,0061	0,0187	0,0212
27,5	6	305,3	31,966	40,15	150	0,090	1,174	0,814	0,0135	0,0379	0,0466
27,5	6	275,7	28,870	60,21	250	0,090	1,174	0,735	0,0234	0,0591	0,0804
27,5	6	238,7	25,000	70,21	320	0,090	1,174	0,636	0,0308	0,0674	0,1059
27,5	6	216,1	22,627	80,29	350	0,090	1,174	0,576	0,0332	0,0658	0,1143
27,5	6	188,5	19,737	90,29	360	0,090	1,174	0,502	0,0332	0,0574	0,1143
27,5	6	164,8	17,255	110,33	390	0,090	1,174	0,439	0,0345	0,0521	0,1185
27,5	6	148,9	15,588	130,35	400	0,090	1,174	0,397	0,0332	0,0453	0,1143
27,5	6	100,2	10,488	150,39	410	0,090	1,174	0,267	0,0320	0,0294	0,1100
27,5	6	65,3	6,834	170,45	450	0,090	1,174	0,174	0,0345	0,0206	0,1185
27,5	6	53,6	5,615	190,52	500	0,090	1,174	0,143	0,0381	0,0187	0,1312
27,5	6	42,7	4,476	210,58	530	0,090	1,174	0,114	0,0394	0,0154	0,1354
27,5	6	0,0	0,000	220,66	580	0,090	1,174	0,000	0,0443	0,0000	0,1523

Tabel A.4 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 7 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	7	450,5	47,172	0	0	0,090	1,174	1,029	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	7	432,5	45,295	20,02	50	0,090	1,174	0,988	0,0037	0,0092	0,0093
27,5	7	389,3	40,764	50	200	0,090	1,174	0,889	0,0185	0,0415	0,0467
27,5	7	379,9	39,779	70,02	250	0,090	1,174	0,868	0,0222	0,0486	0,0561
27,5	7	337,8	35,372	80,14	330	0,090	1,174	0,772	0,0308	0,0600	0,0778
27,5	7	279,9	29,312	120,01	460	0,090	1,174	0,639	0,0419	0,0677	0,1059
27,5	7	266,1	27,862	130,14	510	0,090	1,174	0,608	0,0468	0,0719	0,1183
27,5	7	236,9	24,808	140,01	560	0,090	1,174	0,541	0,0518	0,0708	0,1308
27,5	7	188,8	19,766	150,02	590	0,090	1,174	0,431	0,0542	0,0591	0,1370
27,5	7	176,6	18,494	160,09	610	0,090	1,174	0,403	0,0554	0,0565	0,1401
27,5	7	144,6	15,142	180,14	650	0,090	1,174	0,330	0,0579	0,0483	0,1463
27,5	7	128,9	13,499	200,18	670	0,090	1,174	0,294	0,0579	0,0431	0,1463
27,5	7	92,2	9,660	240,3	770	0,090	1,174	0,211	0,0653	0,0348	0,1650
27,5	7	77,9	8,160	260,36	780	0,090	1,174	0,178	0,0640	0,0288	0,1618
27,5	7	63,4	6,638	300,5	820	0,090	1,174	0,145	0,0640	0,0234	0,1618
27,5	7	0,0	0,000	320,57	880	0,090	1,174	0,000	0,0689	0,0000	0,1742

Tabel A.5 Data *Coefficient of Static Torque* Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

Sudut	CTS			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,026	0,047	0,048	0,042
10	0,043	0,059	0,061	0,066
20	0,058	0,072	0,076	0,081
30	0,068	0,081	0,087	0,092
40	0,077	0,091	0,095	0,099
50	0,064	0,079	0,080	0,084
60	0,055	0,069	0,069	0,073
70	0,045	0,055	0,055	0,064
80	0,035	0,041	0,045	0,051
90	0,023	0,031	0,034	0,041
100	0,012	0,018	0,024	0,028
110	0,004	0,007	0,010	0,012
120	-0,005	-0,001	-0,002	0,003
130	-0,012	-0,009	-0,010	-0,006
140	-0,016	-0,014	-0,019	-0,015
150	-0,022	-0,025	-0,024	-0,021
160	-0,008	-0,005	-0,004	-0,004
170	0,012	0,016	0,022	0,022
180	0,026	0,047	0,048	0,042

B. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT, DAN TORSI STATIS TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN SILINDER PENGGANGGU KONFIGURASI PERTAMA

Tabel B.1 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Pertama pada Kecepatan Angin 4 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	4	257,3	26,948	0,00	0	0,090	1,174	0,914	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	4	241,4	25,276	5,03	30	0,090	1,174	0,858	0,0031	0,0161	0,0188
27,5	4	214,4	22,452	15,07	70	0,090	1,174	0,762	0,0068	0,0315	0,0414
27,5	4	195,9	20,511	25,09	110	0,090	1,174	0,696	0,0105	0,0445	0,0640
27,5	4	182,0	19,064	30,12	130	0,090	1,174	0,647	0,0123	0,0487	0,0753
27,5	4	159,2	16,668	35,17	160	0,090	1,174	0,566	0,0154	0,0532	0,0941
27,5	4	148,1	15,514	40,22	170	0,090	1,174	0,526	0,0160	0,0515	0,0978
27,5	4	142,4	14,913	45,26	175	0,090	1,174	0,506	0,0160	0,0495	0,0978
27,5	4	101,9	10,675	55,29	190	0,090	1,174	0,362	0,0166	0,0368	0,1015
27,5	4	84,9	8,890	60,37	200	0,090	1,174	0,302	0,0172	0,0317	0,1052
27,5	4	69,0	7,227	65,43	210	0,090	1,174	0,245	0,0178	0,0267	0,1089
27,5	4	0,0	0,000	70,51	220	0,090	1,174	0,000	0,0184	0,0000	0,1127

Tabel B.2 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Pertama pada Kecepatan Angin 5 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	5	268,1	28,074	0,00	0	0,090	1,174	0,857	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	5	242,0	25,339	20,00	100	0,090	1,174	0,774	0,0099	0,0378	0,0488
27,5	5	210,0	21,986	30,00	160	0,090	1,174	0,671	0,0160	0,0533	0,0794
27,5	5	199,1	20,851	35,03	180	0,090	1,174	0,637	0,0179	0,0563	0,0885
27,5	5	195,3	20,456	40,02	190	0,090	1,174	0,625	0,0185	0,0572	0,0915
27,5	5	184,0	19,270	45,06	210	0,090	1,174	0,589	0,0203	0,0592	0,1007
27,5	5	174,2	18,246	50,10	220	0,090	1,174	0,557	0,0209	0,0578	0,1037
27,5	5	149,7	15,678	55,15	230	0,090	1,174	0,479	0,0215	0,0511	0,1067
27,5	5	140,8	14,744	60,20	240	0,090	1,174	0,450	0,0222	0,0494	0,1097
27,5	5	123,2	12,900	65,27	250	0,090	1,174	0,394	0,0228	0,0444	0,1128
27,5	5	85,8	8,985	75,27	270	0,090	1,174	0,274	0,0240	0,0326	0,1189
27,5	5	77,8	8,147	90,37	290	0,090	1,174	0,249	0,0246	0,0303	0,1219
27,5	5	65,3	6,834	100,40	310	0,090	1,174	0,209	0,0258	0,0267	0,1279
27,5	5	49,3	5,158	110,43	330	0,090	1,174	0,158	0,0271	0,0211	0,1340
27,5	5	0,0	0,000	120,47	360	0,090	1,174	0,000	0,0295	0,0000	0,1462

Tabel B.3 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Pertama pada Kecepatan Angin 6 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	6	356,6	37,345	0,00	0	0,090	1,174	0,950	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	6	315,4	33,026	20,00	100	0,090	1,174	0,841	0,0099	0,0285	0,0339
27,5	6	304,5	31,884	30,00	130	0,090	1,174	0,811	0,0123	0,0344	0,0424
27,5	6	289,7	30,340	40,00	170	0,090	1,174	0,772	0,0160	0,0426	0,0551
27,5	6	280,4	29,366	50,00	200	0,090	1,174	0,747	0,0185	0,0475	0,0636
27,5	6	270,9	28,364	60,01	240	0,090	1,174	0,722	0,0222	0,0551	0,0763
27,5	6	258,7	27,095	70,03	280	0,090	1,174	0,690	0,0259	0,0614	0,0890
27,5	6	251,5	26,333	80,06	300	0,090	1,174	0,670	0,0271	0,0625	0,0932
27,5	6	235,9	24,708	90,09	330	0,090	1,174	0,629	0,0296	0,0639	0,1017
27,5	6	180,8	18,930	100,12	390	0,090	1,174	0,482	0,0357	0,0592	0,1229
27,5	6	145,5	15,235	120,17	420	0,090	1,174	0,388	0,0369	0,0493	0,1271
27,5	6	131,7	13,787	130,15	440	0,090	1,174	0,351	0,0382	0,0461	0,1313
27,5	6	113,3	11,868	140,13	460	0,090	1,174	0,302	0,0394	0,0410	0,1356
27,5	6	104,3	10,921	150,17	470	0,090	1,174	0,278	0,0394	0,0377	0,1356
27,5	6	84,1	8,807	160,18	490	0,090	1,174	0,224	0,0406	0,0313	0,1398
27,5	6	71,3	7,469	170,19	510	0,090	1,174	0,190	0,0419	0,0274	0,1440
27,5	6	60,1	6,294	210,45	550	0,090	1,174	0,160	0,0418	0,0231	0,1439
27,5	6	0,0	0,000	220,54	580	0,090	1,174	0,000	0,0443	0,0000	0,1524

Tabel B.4 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Pertama pada Kecepatan Angin 7 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	7	408,1	42,739	0,00	0	0,090	1,174	0,932	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	7	384,2	40,233	20,09	90	0,090	1,174	0,878	0,0086	0,0191	0,0218
27,5	7	346,1	36,240	40,09	190	0,090	1,174	0,791	0,0185	0,0369	0,0467
27,5	7	303,6	31,798	60,06	300	0,090	1,174	0,694	0,0296	0,0518	0,0747
27,5	7	279,7	29,287	70,06	370	0,090	1,174	0,639	0,0370	0,0597	0,0934
27,5	7	261,0	27,330	80,07	440	0,090	1,174	0,596	0,0444	0,0668	0,1121
27,5	7	250,8	26,264	90,08	470	0,090	1,174	0,573	0,0468	0,0678	0,1183
27,5	7	232,5	24,352	100,06	490	0,090	1,174	0,531	0,0481	0,0645	0,1214
27,5	7	223,5	23,406	130,20	520	0,090	1,174	0,511	0,0480	0,0620	0,1214
27,5	7	198,3	20,761	140,20	540	0,090	1,174	0,453	0,0493	0,0564	0,1245
27,5	7	182,3	19,087	150,21	560	0,090	1,174	0,416	0,0505	0,0531	0,1276
27,5	7	146,3	15,322	160,24	580	0,090	1,174	0,334	0,0517	0,0437	0,1307
27,5	7	126,5	13,249	200,34	650	0,090	1,174	0,289	0,0554	0,0405	0,1400
27,5	7	100,2	10,497	250,51	740	0,090	1,174	0,229	0,0603	0,0349	0,1524
27,5	7	74,5	7,801	270,48	770	0,090	1,174	0,170	0,0616	0,0265	0,1556
27,5	7	65,8	6,887	290,55	800	0,090	1,174	0,150	0,0628	0,0238	0,1587
27,5	7	0,0	0,000	310,61	840	0,090	1,174	0,000	0,0652	0,0000	0,1649

Tabel B.5 Data *Coefficient of Static Torque* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Pertama pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

Sudut	CTS			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,034	0,047	0,051	0,057
10	0,056	0,068	0,066	0,081
20	0,070	0,082	0,081	0,096
30	0,080	0,091	0,093	0,106
40	0,087	0,094	0,099	0,106
50	0,079	0,088	0,087	0,095
60	0,070	0,083	0,076	0,087
70	0,059	0,070	0,066	0,075
80	0,050	0,057	0,060	0,055
90	0,034	0,044	0,044	0,043
100	0,019	0,031	0,031	0,028
110	0,012	0,019	0,017	0,011
120	0,001	0,007	0,004	0,008
130	-0,004	-0,003	-0,003	0,000
140	-0,016	-0,019	-0,009	-0,006
150	-0,029	-0,028	-0,029	-0,023
160	-0,015	-0,020	-0,007	-0,014
170	0,016	0,010	0,009	0,022
180	0,034	0,047	0,051	0,057

C. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT, DAN TORSI STATIS TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN SILINDER PENGGANGGU KONFIGURASI KEDUA

Tabel C.1 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Kedua pada Kecepatan Angin 4 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	4	254,8	26,680	0,00	0	0,090	1,174	0,905	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	4	239,9	25,122	10,02	30	0,090	1,174	0,852	0,0025	0,0128	0,0151
27,5	4	226,8	23,746	20,09	50	0,090	1,174	0,806	0,0037	0,0182	0,0225
27,5	4	212,2	22,219	30,09	70	0,090	1,174	0,754	0,0049	0,0227	0,0301
27,5	4	199,0	20,843	35,12	90	0,090	1,174	0,707	0,0068	0,0292	0,0414
27,5	4	187,2	19,602	40,17	110	0,090	1,174	0,665	0,0086	0,0350	0,0526
27,5	4	170,5	17,856	45,24	130	0,090	1,174	0,606	0,0104	0,0387	0,0639
27,5	4	153,3	16,052	50,32	140	0,090	1,174	0,545	0,0111	0,0368	0,0676
27,5	4	137,6	14,412	60,32	155	0,090	1,174	0,489	0,0117	0,0349	0,0713
27,5	4	104,0	10,894	70,35	170	0,090	1,174	0,370	0,0123	0,0278	0,0751
27,5	4	49,7	5,204	80,42	210	0,090	1,174	0,177	0,0160	0,0172	0,0976
27,5	4	22,8	2,383	90,54	230	0,090	1,174	0,081	0,0172	0,0085	0,1051
27,5	4	0,0	0,000	95,57	250	0,090	1,174	0,000	0,0190	0,0000	0,1164

Tabel C.2 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Kedua pada Kecepatan Angin 5 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	5	280,8	29,401	0,00	0	0,090	1,174	0,898	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	5	256,3	26,844	10,10	70	0,090	1,174	0,820	0,0074	0,0300	0,0366
27,5	5	248,3	26,003	20,10	100	0,090	1,174	0,794	0,0098	0,0387	0,0488
27,5	5	220,8	23,122	30,11	150	0,090	1,174	0,706	0,0148	0,0517	0,0732
27,5	5	180,2	18,873	40,13	195	0,090	1,174	0,576	0,0191	0,0545	0,0945
27,5	5	147,1	15,403	50,11	220	0,090	1,174	0,470	0,0209	0,0488	0,1037
27,5	5	98,3	10,291	60,17	240	0,090	1,174	0,314	0,0222	0,0345	0,1098
27,5	5	59,2	6,194	70,20	250	0,090	1,174	0,189	0,0222	0,0208	0,1097
27,5	5	56,2	5,881	90,19	280	0,090	1,174	0,180	0,0234	0,0208	0,1159
27,5	5	42,4	4,441	100,17	290	0,090	1,174	0,136	0,0234	0,0157	0,1159
27,5	5	0,0	0,000	110,19	350	0,090	1,174	0,000	0,0296	0,0000	0,1464

Tabel C.3 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Kedua pada Kecepatan Angin 6 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	6	365,2	38,246	0,00	0	0,090	1,174	0,973	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	6	347,55	36,395	10,01	50	0,090	1,174	0,926	0,0049	0,0157	0,0170
27,5	6	316,765	33,172	20,07	110	0,090	1,174	0,844	0,0111	0,0322	0,0381
27,5	6	294,66	30,857	30,05	160	0,090	1,174	0,785	0,0160	0,0433	0,0551
27,5	6	285,05	29,850	40,11	185	0,090	1,174	0,760	0,0179	0,0467	0,0614
27,5	6	269,935	28,268	50,14	220	0,090	1,174	0,719	0,0209	0,0518	0,0720
27,5	6	249,355	26,112	60,16	265	0,090	1,174	0,665	0,0252	0,0577	0,0868
27,5	6	215,47	22,564	70,14	320	0,090	1,174	0,574	0,0308	0,0608	0,1059
27,5	6	160,43	16,800	80,14	355	0,090	1,174	0,428	0,0339	0,0498	0,1165
27,5	6	139,46	14,604	90,17	370	0,090	1,174	0,372	0,0345	0,0441	0,1186
27,5	6	118,68	12,428	100,18	385	0,090	1,174	0,316	0,0351	0,0382	0,1207
27,5	6	101,22	10,600	110,24	400	0,090	1,174	0,270	0,0357	0,0331	0,1228
27,5	6	85,115	8,913	120,22	410	0,090	1,174	0,227	0,0357	0,0279	0,1228
27,5	6	80,275	8,406	130,3	420	0,090	1,174	0,214	0,0357	0,0263	0,1228
27,5	6	70,48	7,381	140,31	435	0,090	1,174	0,188	0,0363	0,0235	0,1249
27,5	6	63,685	6,669	150,39	450	0,090	1,174	0,170	0,0369	0,0216	0,1270
27,5	6	0	0,000	170,42	480	0,090	1,174	0,000	0,0382	0,0000	0,1312

Tabel C.4 Data Putaran, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Kedua pada Kecepatan Angin 7 m/s

T (C)	U (m/s)	n (rpm)	ω (rad/s)	m (gr)	s (gr)	A (m ²)	ρ (kg/m ³)	λ	Td (Nm)	CoP	Cm
27,5	7	431,1	45,147	0,00	0	0,090	1,174	0,985	0,0000	0,0000	0,0000
27,5	7	394,6	41,322	20,00	120	0,090	1,174	0,901	0,0123	0,0281	0,0311
27,5	7	322,1	33,729	40,07	300	0,090	1,174	0,736	0,0320	0,0596	0,0809
27,5	7	294,6	30,851	60,18	370	0,090	1,174	0,673	0,0382	0,0649	0,0965
27,5	7	278,9	29,205	70,24	410	0,090	1,174	0,637	0,0419	0,0674	0,1058
27,5	7	242,3	25,369	90,34	470	0,090	1,174	0,553	0,0468	0,0654	0,1182
27,5	7	216,8	22,702	110,36	510	0,090	1,174	0,495	0,0492	0,0616	0,1245
27,5	7	203,4	21,301	130,33	540	0,090	1,174	0,465	0,0505	0,0593	0,1276
27,5	7	177,6	18,593	150,41	580	0,090	1,174	0,406	0,0529	0,0543	0,1338
27,5	7	107,5	11,255	170,46	640	0,090	1,174	0,246	0,0579	0,0359	0,1462
27,5	7	98,3	10,290	190,51	670	0,090	1,174	0,224	0,0591	0,0335	0,1493
27,5	7	89,1	9,331	210,60	690	0,090	1,174	0,204	0,0591	0,0304	0,1493
27,5	7	71,0	7,436	230,68	720	0,090	1,174	0,162	0,0603	0,0247	0,1524
27,5	7	0,0	0,000	250,71	780	0,090	1,174	0,000	0,0652	0,0000	0,1648

Tabel C.5 Data *Coefficient of Static Torque* Turbin Angin Savonius dengan Silinder Pengganggu Konfigurasi Pertama pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

Sudut	CTS			
	4 m/s	5 m/s	6 m/s	7 m/s
0	0,002	0,005	0,014	0,008
10	0,018	0,044	0,039	0,046
20	0,040	0,066	0,064	0,074
30	0,073	0,089	0,094	0,096
40	0,092	0,108	0,111	0,107
50	0,084	0,099	0,102	0,104
60	0,075	0,086	0,090	0,092
70	0,068	0,075	0,082	0,083
80	0,057	0,062	0,070	0,068
90	0,042	0,045	0,057	0,052
100	0,033	0,035	0,043	0,040
110	0,020	0,022	0,027	0,027
120	0,010	0,013	0,013	0,017
130	0,002	0,001	0,005	0,004
140	-0,004	-0,002	0,000	-0,001
150	-0,011	-0,008	-0,006	-0,004
160	-0,008	-0,003	-0,003	-0,003
170	-0,004	0,002	0,002	-0,001
180	0,002	0,005	0,014	0,008

BIODATA PENULIS



Dhau Fara Shabira dilahirkan di Surabaya tanggal 1 Desember 1999 dan merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis menempuh pendidikan di SDN Klampis Ngasem I/246 Surabaya (2006-2012), SMP Negeri 1 Surabaya (2012-2015), SMA Negeri 2 Surabaya (2015-2018). Setelah menyelesaikan pendidikan SMA, penulis melanjutkan pendidikan ke tahap perguruan tinggi di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember mulai tahun 2018.

Selama empat tahun berkuliah, selain fokus pada kegiatan akademik, penulis juga aktif dalam kegiatan non akademik seperti organisasi dan kepanitiaan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif sebagai Sekretaris Departemen Keprofesian dan Kepemanduan HMM ITS 2020/2021, Administrasi Umum DIMENSI Mesin ITS 2020/2021, Sekretaris Kementerian Hubungan Luar BEM ITS 2021. Dalam kepanitiaan, penulis aktif sebagai Sekretaris Ini Lho ITS! 2020 dan Staff Ahli Gerigi 2020. Pada tahun ketiga, penulis berkesempatan untuk melakukan kerja praktek di PT Kilang Pertamina Internasional RU IV Cilacap selama satu bulan di bidang *stationary unit*. Penulis dapat dihubungi melalui email farashabira@gmail.com.